

VISIT...

LANZAROTE
Caliente.COM

СРЕДНЕЕ ПРОФЕССИОНАЛЬНОЕ ОБРАЗОВАНИЕ

Ю.М. ВАРФОЛОМЕЕВ, О.Я. КОКОРИН

ОТОПЛЕНИЕ И ТЕПЛОВЫЕ СЕТИ

Учебник

*Допущено Государственным комитетом
Российской Федерации по строительству
и жилищно-коммунальному комплексу в качестве
учебника для студентов средних специальных
учебных заведений, обучающихся по
специальности 2914 «Монтаж и эксплуатация
внутренних сантехнических устройств и вентиляции»*

Москва
ИНФРА-М
2006

УДК 697(075.32)

ББК 31.3.я7

В 18

Рецензенты:

Декан факультета теплогазоснабжения и вентиляции, зав. кафедрой теплофикации и газоснабжения Московского государственного строительного университета, к.т.н., профессор *В.А. Жила*

Главный инженер ЗАО «Роскоммунэнерго», заслуженный энергетик Российской Федерации, почетный работник жилищно-коммунального хозяйства России *Г.М. Скольник*

В 18 Варфоломеев Ю.М., Кокорин О.Я. Отопление и тепловые сети: Учебник. — М.: ИНФРА-М, 2006. — 480 с. — (Среднее профессиональное образование).

ISBN 5-16-002270-8

В учебнике рассмотрено назначение систем отопления и тепловых сетей, приводится теплотехнический расчет режимов отопления помещений здания, излагаются конструктивные особенности нагревательных приборов для различных методов отопления. Дано описание разновидностей и устройства систем водяного, парового и панельно-лучистого отопления, а также тепловых и гидравлических режимов тепловых сетей. Изложены методы автоматизации систем отопления и учета тепла. Приводятся методы энергосбережения и экономии тепловой энергии. Содержится материал по основам проектирования и эксплуатации центральных систем отопления и тепловых сетей.

Соответствует государственному образовательному стандарту среднего профессионального образования по специальности 2914 «Монтаж и эксплуатация внутренних сантехнических устройств и вентиляции». Учебник может быть также использован для повышения квалификации инженерно-технических работников и рабочих строительной отрасли и жилищно-коммунального комплекса.

УДК 697(075.32)

ББК 31.3.я7

ISBN 5-16-002270-8

© Варфоломеев Ю.М., Кокорин О.Я., 2005

Редактор *Л.М. Кузнецова*

Корректор *Н.Д. Фадеева*

Компьютерная верстка *О.Г. Горюнова*

Оформление серии *А.Н. Антонов*

ЛР № 070824 от 21.01.93

Сдано в набор 10.02.2004. Подписано в печать 25.12.2004.
Формат 60×90/16. Печать офсетная. Бумага типографская №2.
Гарнитура *Newton*. Усл. печ. л. 30,00. Уч.-изд. л. 30,08.
Тираж 100 000 экз. (3001—6000 экз.). Заказ № 8091.

Издательский Дом «ИНФРА-М»

127282, Москва, ул. Полярная, д. 31в

Тел.: (095) 380-05-40, 380-05-43. Факс: (095) 363-92-12
E-mail: books@infra-m.ru <http://www.infra-m.ru>

Отдел «Книга — почтой»:
(095) 363-42-60 (доб. 246, 247)

ОАО "Тверской полиграфический комбинат"

170024, г. Тверь, пр-т Ленина, 5. Телефон: (0822) 44-42-15

Интернет/Home page - www.tverpk.ru Электронная почта (E-mail) - sales@tverpk.ru



ОГЛАВЛЕНИЕ

ПРЕДИСЛОВИЕ	8
ВВЕДЕНИЕ	10
ЧАСТЬ I. ОТОПЛЕНИЕ	22
Глава 1. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ ОБ ОТОПЛЕНИИ	22
1.1. Назначение отопления и его развитие в России	22
1.2. Принципиальная схема систем отопления	24
1.3. Характеристика теплоносителей и особенности их использования в системах отопления зданий	29
1.4. Особенности процессов передачи теплоты от теплоносителя на отопление помещений здания	31
Глава 2. ТЕПЛОТЕХНИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ РЕЖИМОВ ОТОПЛЕНИЯ ПОМЕЩЕНИЙ ЗДАНИЯ	36
2.1. Влияние теплотехнических качеств ограждающих конструкций зданий на тепловой режим отапливаемых помещений	36
2.2. Современные конструкции наружных ограждений зданий с повышенной теплозащитой	40
2.3. Сопротивление воздухопроницанию ограждений	46
2.4. Тепловлажностный режим ограждений	52
2.5. Расчет требуемой тепловой мощности систем отопления	57
Глава 3. КОНСТРУКТИВНЫЕ ОСОБЕННОСТИ НАГРЕВАТЕЛЬНЫХ ПРИБОРОВ ДЛЯ РАЗЛИЧНЫХ МЕТОДОВ ОТОПЛЕНИЯ	59
3.1. Конструктивные особенности отопительных печей	59
3.2. Конструктивные особенности радиаторов	61
3.3. Конструктивные особенности конвекторов	65
3.4. Конструктивные особенности нагревательных приборов для воздушных систем отопления	68
3.5. Конструктивные особенности отопительных приборов для лучистых систем отопления	81

3.6. Методы регулирования теплоотдачи нагревательных приборов	83
Глава 4. СИСТЕМЫ ВОДЯНОГО ОТОПЛЕНИЯ	97
4.1. Разновидности систем водяного отопления	97
4.1.1. Системы отопления с естественной циркуляцией	97
4.1.2. Системы отопления с насосной циркуляцией воды	98
4.1.3. Квартирные системы отопления	106
4.1.4. Автономные (коттеджные) системы отопления	107
4.1.5. Методика расчета доводчиков эжекционных	111
4.1.6. Аккумуляционные системы водяного отопления	117
4.2. Устройства систем водяного отопления	118
4.3. Циркуляция воды в системах водяного отопления	132
4.4. Методика гидравлического расчета системы водяного отопления	144
4.5. Методика гидравлического расчета однотрубных систем отопления	151
4.6. Определение гидравлического сопротивления в квартирной системе отопления с автономным источником теплоснабжения (например, настенный газовый котел)	162
4.7. Особенности циркуляции в современной квартирной системе отопления с энергосберегающей технологией функционирования	166
Глава 5. СИСТЕМЫ ПАРОВОГО И ЛУЧИСТОГО ОТОПЛЕНИЯ	173
5.1. Паровые системы отопления	173
5.2. Системы лучистого отопления	177
ЧАСТЬ II. ТЕПЛОВЫЕ СЕТИ	186
Глава 6. ПРОИЗВОДСТВО И ПОТРЕБЛЕНИЕ ТЕПЛОВОЙ ЭНЕРГИИ. ТЕПЛОВЫЕ СЕТИ. КЛАССИФИКАЦИЯ ТЕПЛОВЫХ НАГРУЗОК	186
6.1. Энергофикация страны и централизованное теплоснабжение	186
6.2. Краткая характеристика коммунальной энергетики	189

6.3. Производство и потребление тепловой энергии в ЖКХ	194
6.4. Структура и основные элементы систем централизованного теплоснабжения (СЦТ)	196
6.4.1. Теплофикация от тепловых электростанций – ТЭЦ	197
6.4.2. Теплоснабжение от котельных установок	199
6.4.3. Комбинированная генерация энергии – когенерация	204
6.4.4. Прямоточное однотрубное теплоснабжение	207
6.5. Транспортирование теплоты. Устройства и конструктивные особенности тепловых сетей	209
6.5.1. Выбор трассы тепловых сетей и способы прокладки	216
6.5.2. Устройство и оборудование теплопроводов – трубы, опорные конструкции, компенсаторы, арматура	219
6.5.3. Тепловая изоляция оборудования и трубопроводов	233
6.6. Абонентские установки теплового потребления. Классификация тепловых нагрузок	238
6.6.1. Присоединение потребителей к тепловым сетям	238
6.6.2. Особенности нагрузки горячего водоснабжения	241
6.6.3. Принципиальные схемы центральных тепловых пунктов (ЦТП)	244
6.7. Расчеты тепловых потоков систем ГВС и промышленных предприятий	252
6.7.1. Схемы трубопроводов и тепловые нагрузки систем горячего водоснабжения жилых и общественных зданий	253
6.7.2. Тепловое потребление промышленными и сельскохозяйственными предприятиями	259
6.8. Новые малогабаритные подогреватели для систем централизованного теплоснабжения конструкции ОАО «НПО ЦКТИ»	260
6.9. Водоподготовка и коррекционная обработка воды систем централизованного теплоснабжения	264
6.9.1. Показатели качества воды	265

6.9.2. Борьба с коррозией в системах централизованного теплоснабжения	270
6.9.3. Защита систем ЦТС от поражающих факторов	273
6.9.4. Методы очистки оборудования и трубопроводов от отложений	283
ЧАСТЬ III. АВТОМАТИЗАЦИЯ, ПРОЕКТИРОВАНИЕ И ЭКСПЛУАТАЦИЯ СИСТЕМ ОТОПЛЕНИЯ И ТЕПЛОВЫХ СЕТЕЙ	290
Глава 7. АВТОМАТИЗАЦИЯ РАБОТЫ СИСТЕМ ОТОПЛЕНИЯ И РЕЖИМОВ ПОТРЕБЛЕНИЯ ТЕПЛОТЫ	290
7.1. Схемы автоматизации центральных (ЦТП) и индивидуальных (ИТП) тепловых пунктов	290
7.2. Методы учета расхода теплоты	293
7.3. Принципы работы приборов учета теплоты	298
7.4. Методы автоматизации систем отопления	305
7.5. Автоматизация нагревательных приборов	312
Глава 8. ЭНЕРГОСБЕРЕЖЕНИЕ И ЭКОНОМИЯ ТЕПЛОВОЙ ЭНЕРГИИ ПРИ КРУГЛОГОДОВОМ ФУНКЦИОНИРОВАНИИ ЗДАНИЙ	321
8.1. Законодательные решения по энергосбережению	321
8.2. Методы снижения расходов теплоты в системах отопления	326
8.3. Тепловые насосы	329
8.4. Альтернативные источники энергии	341
Глава 9. ОСНОВЫ ПРОЕКТИРОВАНИЯ И МОНТАЖА ЦЕНТРАЛЬНЫХ СИСТЕМ ВОДЯНОГО ОТОПЛЕНИЯ	351
9.1. Нормы и правила проектирования	351
9.2. Последовательность разработки проекта	352
9.3. Использование компьютерных программ при проектировании систем отопления	360
9.4. Утилизация теплоты вытяжного воздуха	363
9.5. Состав раздела проекта «Энергоэффективность»	372
9.6. Применение металлополимерных труб в инженерном оборудовании зданий	379

Глава 10. ЭКСПЛУАТАЦИЯ ТЕПЛОВЫХ ЭНЕРГОУСТАНОВОК И ТЕПЛОВЫХ СЕТЕЙ	389
10.1. Организация эксплуатации тепловых энергоустановок	390
10.2. Порядок и допуск в эксплуатацию новых и реконструированных тепловых энергоустановок	394
10.3. Техническое обслуживание, контроль за состоянием, ремонт и консервация тепловых энергоустановок	396
10.4. Техническая документация на тепловые энергоустановки, требования безопасности эксплуатации	398
10.5. Эксплуатация тепловых сетей	401
10.6. Эксплуатация тепловых пунктов (ТП, ЦТП)	409
10.7. Эксплуатация систем отопления, вентиляции и горячего водоснабжения	412
10.8. Эксплуатация технологических энергоустановок промышленности и сельскохозяйственного производства	418
10.9. Приемка подготовленных к зиме тепловых энергоустановок, документы и журналы контроля	418
10.10. Разработка режимов теплоснабжения и тепло- потребления в условиях дефицита тепловых ресурсов (тепловой мощности источников теплоты и пропускной способности теплосети)	421
10.11. Подготовка и проведение отопительного периода	425
10.12. Расчет допустимого времени устранения аварии и восстановления теплоснабжения	427
10.13. Тепловая устойчивость зданий и надежность систем коммунального теплоснабжения	432
10.14. Управление тепловыми и гидравлическими режимами	437
10.14.1. Тепловые режимы и их регулирование	437
10.14.2. Гидравлические режимы и их регулирование	446
10.15. Диагностирование технического состояния теплового оборудования. Определение мест утечек и повреждений	452
10.16. Оперативно-диспетчерское управление системами теплоснабжения и объектами ЖKK	467
Список литературы	477

ПРЕДИСЛОВИЕ

В повседневной жизни люди пользуются разнообразными благами как природными, естественными (воздух, вода, земля, солнечное сияние), так и рукотворными, созданными человеком. Современная общая экономическая теория классифицирует понятие «блага» как самостоятельную экономическую категорию, подразумевая под ним производство необходимых людям товаров и услуг, обладающих полезными потребительскими свойствами и удовлетворяющих потребности — нужду людей в чем-либо.

К таким благам-потребностям наряду с другими в первую очередь относятся *жизнеобеспечивающие товары — электрическая и тепловая энергия и услуги теплоснабжения — отопление, вентиляция и горячее водоснабжение.*

Настоящий учебник «Отопление и тепловые сети» посвящен рассмотрению принципиальных основ некоторых технических дисциплин теплоснабжения — отопления, вентиляции (кондиционирования воздуха), горячего водоснабжения жилых и общественных зданий, промышленных и сельскохозяйственных предприятий.

Учебник рассчитан на студентов техникумов и колледжей строительного комплекса санитарно-технического профиля, составлен в соответствии с программой, утвержденной Управлением государственной службы, кадров и учебных заведений Госстроя России.

Наряду с доступным для понимания изложением теоретических основ учебник иллюстрирован взятыми из жизни примерами расчета конкретных элементов систем, составления необходимых проектных и расчетных материалов, графиков регулирования тепловых и гидравлических режимов, эксплуатационной деятельности, ведения необходимой документации и мониторинга.

Особое внимание обращено на повышение энергетической эффективности, надежности и безопасности систем и устройств теплоснабжения, наиболее дорогого и ответственного транспортного и распределительного звена — тепловых сетей и тепловых пунктов.

В работе широко использованы законодательные и нормативные документы, относящиеся к рассматриваемым дисциплинам.

В учебнике впервые представлены методы расчета ряда новых приборов и оборудования, их технические характеристики.

Для лучшего усвоения и понимания студентами излагаемого материала основные термины, понятия и определения выделены полужирным шрифтом. В конце каждой главы для проверки усвоения даны контрольные вопросы и задания.

Первая часть учебника «Отопление» написана профессором кафедры «Отопление и вентиляция» Московского государственного строительного университета (МГСУ) д-ром. техн. наук О.Я. Кокориным, вторая часть «Тепловые сети» — профессором кафедры «Методологии лицензирования и аттестации» Государственной академии профессиональной переподготовки и повышения квалификации руководящих работников и специалистов инвестиционной сферы (ГАСИС), член-корр. Академии промышленной экологии, канд. техн. наук. Ю.М. Варфоломеевым. Третья часть учебника написана авторами совместно.

Научное редактирование выполнено Ю.М. Варфоломеевым.

Учитывая сложное положение в стране с теплоснабжением городов и поселков, авторы полагают, что настоящий учебник будет полезен и практикующим специалистам жилищно-коммунального комплекса, руководителям муниципальных и региональных образований, занятым в сфере коммунального энергоснабжения. Отзывы и пожелания следует направлять по адресу: 129272, Москва, Трифоновская ул., д. 57, ГАСИС, каб. 306. Тел./факс: 688-87-72.

ВВЕДЕНИЕ

В процессе эволюционного развития жизни на Земле среди высокоорганизованных ее форм образовалась классификационная группа «теплокровные млекопитающие», в которую современная биология включает и человека.

Эту группу характеризует несколько определяющих параметров — условий ее развития и жизнедеятельности. Так обязательными и необходимыми (но недостаточными!) являются три энергетических условия: обеспечение и поддержание температурного уровня организма, обеспечение организма «топливом» (продуктами питания и водой), обеспечение организма кислородом воздуха для биохимического усвоения «топлива».

Наиболее оптимальным температурным диапазоном протекания физиологических и биохимических процессов у теплокровных является $+30...+40\text{ }^{\circ}\text{C}$ (у человека $+36,6\text{ }^{\circ}\text{C}$), при этом содержание кислорода в атмосферном воздухе должно быть в диапазоне 21—10 %, а растворенного в воде кислорода — 14—7 мг/л.

Для нормальной жизнедеятельности человеческого организма в зимних условиях температура тела человека должна поддерживаться не ниже $+36\text{ }^{\circ}\text{C}$.

При пребывании вне помещений для сохранения нормальной температуры тела люди одеваются в теплые одежды, что особенно необходимо в условиях продолжительных и суровых зим в России.

Дома люди снимают теплые верхние одежды и нормальные температурные режимы для человеческого организма обеспечиваются поддержанием в помещениях температуры воздуха не ниже $+18\text{ }^{\circ}\text{C}$. Условиям теплового комфорта (наилучшего самочувствия человека в спокойном состоянии) отвечает температура воздуха в диапазоне $+20...+22\text{ }^{\circ}\text{C}$ и не менее однократного в 1 ч воздухообмена в помещении.

Выбор способа отопления зданий прежде всего определяется особенностями климата, доступностью определенных видов топлива, уровнем развития техники и технологии строительства.

До конца XIX в. отопительные системы в зданиях не отличались разнообразием методов получения и передачи теплоты.

В России основным способом обогрева жилых, производственных и общественных зданий являлось печное отопление с использованием в качестве топлива древесины. Лесные массивы сохранились на многих обширных территориях России, поэтому до начала XX в. древесина занимала 80 % в структуре топливного баланса страны.

Дрова заготавливались летом и хранились в каждом доме в подсобных помещениях, часто называемых дровенниками. Широкое использование дров и суровость зимнего климата в России обусловили создание и применение в зданиях оригинальных эффективных отопительных устройств и конструкций, получивших название «русские печи».

Отличительной особенностью русских печей является их повышенная теплоемкость, высокая экономичность и сравнительная простота изготовления. При одноразовой трехчасовой топке печи повышенной теплоемкости сохраняют в течение суток температуру на ее поверхности не ниже $+30^{\circ}\text{C}$.

Оригинальные печи повышенной теплоемкости складываются из кирпича со множеством внутренних каналов для прохода горячих дымовых газов. Увеличенный топливник в печи конструктивно выполняется для эффективного сжигания дров, каменного угля или других видов местного топлива. В центральной части печи над концом топливника располагается вертикальный дымоход. Горячие дымовые газы, образующиеся в топливнике от горения топлива, поднимаются по центральному дымоходу и далее опускаются по внутренним каналам, что обеспечивает прогрев кирпичей кладки печи. Наиболее высокие температуры прогрева стенок каналов характерны для центрального и оборотных дымоходов, которые в период топки печи сильно прогреваются, чем обеспечивается хорошая тяга для движения по каналам и удаления наружу дымовых газов.

В очень холодные дни печи топят два — три раза в сутки (с разогревом теплоотдающих поверхностей до $+30^{\circ}\text{C}$). Топка печи прекращается при полном превращении дров в уголь, о чем свидетельствует отсутствие открытого пламени и головешек (обугленных с поверхности поленьев дров). После этого, для сохранения теплоты в каналах печи, закрывается заслонкой дымоход на выбранном канале дымовых газов.

В некоторых печах предусматривают вертикальные каналы для прохождения по ним внутреннего воздуха, для чего открывают специальные металлические заглушки в верхней и нижней частях печи.

Отличительная особенность конструкций русских печей в том, что после окончания топки центральный дымоход длительно со-

храняет высокую температуру и постепенно передает теплоту через внутренние опускающие каналы к ее наружным поверхностям. Поэтому, несмотря на высокую температуру кладки внутреннего центрального дымохода, на наружной поверхности печи температура невысокая, что предохраняет от появления трещин в отделке поверхности. До сих пор сохранилось много образцов высокохудожественной отделки наружных поверхностей печей.

Отопительные печи бывают круглой или прямоугольной формы и обычно располагаются так, чтобы одна печь имела наружные стенки в двух или даже в трех соседних помещениях. Внешние поверхности печей штукатурят или покрывают керамическими плитками. Первые керамические плитки для облицовки печей привез из Голландии Петр I. Поэтому облицованные керамическими плитками печи часто называют «голландками». В России также было организовано производство глазурованных и расписных обожженных керамических блоков для отделки печей, получивших название печных изразцов.

При топке печи из отапливаемого помещения в топливник всасывается внутренний воздух, который затем в виде дымовых газов выбрасывается наружу через дымовую трубу на крыше здания. На место использованного в печи внутреннего воздуха в помещение через неплотности в строительных ограждениях комнат или через специально открываемые отверстия (например, форточки или фрамуги в окнах) в комнаты проникает свежий наружный воздух. Следовательно, печное отопление одновременно с нагревом помещения обеспечивает его эффективную вентиляцию.

К сожалению, при реконструкции старых домов в середине XX в. печи были ликвидированы или оставлены как элемент внутренней декоративной отделки. Функции отопления были перенесены на отопительные приборы, монтируемые, как правило, под окнами и связанные трубами с центральным источником нагрева горячей воды. При этом не делалось дополнительных вентиляционных каналов, которыми до реконструкции здания служили дымоходы законсервированных или уничтоженных печей. Обследование ряда реконструированных старинных особняков в Москве показало ухудшение качества воздушной среды в помещениях, где печное отопление заменено на центральное водяное отопление и не предусмотрены новые вентиляционные каналы.

Наши предки накопили большой опыт сохранения теплоты в зданиях в режиме периодической топки печей (обычно, один раз в сутки). В конструкциях зданий принимались различные меры по снижению теплопотерь через наружные ограждения. Кирпичные стены делали значительной толщины (более 0,5 м) даже для

зданий не выше трех этажей. Окна имели две рамы с расстоянием между ними до 0,25 м. Часто внутренние рамы летом снимались и хранились в подсобных помещениях, поэтому они назывались «зимними» рамами.

Перед наступлением холодов зимние рамы устанавливались в оконный проем, а в пространство между рамами (в нижней части) укладывалась вата или сухой мох, которые сверху закрывались цветной бумагой с украшениями. Установка двойных рам с теплоизолированной нижней частью окна и создание значительной воздушной прослойки между рамами обеспечивали сокращение теплопотерь, составляющих существенную долю в общих теплопотерях здания.

В деревянных домах, которые были широко распространены в России до середины XX в., по периметру наружной стены устраивались дополнительные деревянные стенки высотой до 1 м и на расстоянии от наружной стены дома до 0,4 м. Пространство между дополнительной стенкой и наружной стеной заполнялось летом сухой землей и закрывалось плотно крышкой из досок. Такая конструкция дополнительного утепления дома получила название «завалинка» и летом часто использовалась для отдыха и посиделок. В русском фольклоре имеются многочисленные упоминания о завалинках.

В зданиях гражданского (общественного) назначения в начале XX в. печное отопление применялось также широко. В штаты учреждений вводились должности истопников. Часто дровяные топливники располагались во вспомогательных помещениях или коридорах. Выступающие в комнаты стенки печи обеспечивали их отопление. В зданиях значительных размеров на этаже располагалось несколько печей, каждая из которых отапливала определенную зону большого по площади помещения или отдельную комнату. При многоэтажной конструкции здания печи располагались на каждом этаже по одной вертикальной оси, что позволяло на чердаке объединять дымовые трубы с разных этажей в общий коллектор дымовой трубы и улучшить архитектурный вид здания.

В зданиях общественного назначения еще до начала XX в. применялись **системы воздушного отопления**. В подвальной части здания размещались печи, от которых дымовые газы поступали в многоканальные нагреватели приточного воздуха. Первоначально, еще в XV в., нагревательные каналы выполнялись кирпичной кладкой. По одну сторону стенок каналов проходят горячие дымовые газы, по другую сторону — нагреваемый воздух. Между каналами для прохода дымовых газов и нагреваемого воздуха должна сохраняться надежная герметичность. Нагретый воздух по каналам в

стенах здания поступал в помещения, что одновременно с нагревом обеспечивало и его вентиляцию.

В начале XX в. в России система воздушного отопления была усовершенствована. Наиболее совершенной являлась система, разработанная и осуществленная во многих зданиях русским инженером Н.А. Амосовым. Над топливным устройством размещался металлический трубчатый теплообменник. При сгорании топлива по внутренней части металлических труб проходят дымовые газы, а по межтрубному пространству под воздействием гравитационных сил движется нагреваемый воздух.

При нагревании воздух снижает массовую плотность по сравнению с его холодным состоянием и возникает подъемная сила для перемещения нагретого воздуха в стеновых кирпичных каналах. Это обуславливает одновременный нагрев внутренней стеновой поверхности и поступление нагретого воздуха в отапливаемое помещение. Такой метод воздушного отопления получил название «Амосовское отопление». Он был применен во многих гражданских зданиях.

Недостатком трубчатого огневого калорифера является возможность прогорания стенок и нарушения герметичности труб. Это приводит к смешиванию нагреваемого воздуха с дымовыми газами и поступлению образовавшейся смеси в помещение. В литературе описан случай попадания продуктов сгорания топлива вместе с нагретым воздухом в помещения петербургского Эрмитажа, что привело к повреждению картин и росписей в некоторых залах дворца.

Эти недостатки обусловили последующий отказ от применения огневых калориферов в системах отопления и вентиляции и они были реконструированы: вместо дымовых газов в трубчатые воздухонагреватели калорифера подавалась в качестве теплоносителя горячая вода или водяной пар. Нагреваемый воздух проходил в межтрубном пространстве и далее по строительным каналам поступал в помещение.

В Москве начала XX в. было множество храмовых сооружений — церквей, монастырей и мечетей. Основным способом обогрева помещений церквей было сооружение в подвальной части здания одной или нескольких печей для сжигания дров или каменного угля. Дымовые газы поступали в каналы газовоздушных калориферов. Первоначально наибольшее распространение получили газовоздушные калориферы, в которых множество каналов для раздельного прохождения по ним дымовых газов и нагреваемого воздуха изготовлялось методом кирпичной кладки.

Передача теплоты от дымовых газов к нагреваемому воздуху осуществлялась через стенки каналов. Для увеличения передачи

теплоты к нагреваемому воздуху в начале XX в. стали применять чугунные газовоздушные калориферы. Необходимо отметить, что усовершенствованные газовоздушные воздухонагреватели (калориферы) широко используются и в настоящее время в форме агрегатов, работающих на газовом топливе.

Нагретый воздух поступал в храмовое помещение через приточные решетки, устраиваемые в полу у наружных стен, и на разных уровнях по высоте в каналах строительных конструкций (стенах и колоннах). Наличие нагретых поверхностей строительных конструкций, обращенных в помещение храма, обеспечивало поступление лучистой и конвективной теплоты, что значительно улучшало микроклимат воздушной среды в храме.

Восходящие нагретые конвективные потоки у наружных стен обеспечивали прогрев и ликвидацию конденсата на внутренних поверхностях, особенно в купольной части храма. При проведении служб выделяются теплота, влага от прихожан и продукты сгорания свечей и кадил. Влажный воздух легче сухого и поднимается в подкупольное пространство. Если поверхности наружных ограждений барабанов купола приобретают температуру ниже точки росы внутреннего воздуха, то на холодных поверхностях ограждений происходит конденсация водяных паров.

При отрицательной температуре на внутренней поверхности строительных ограждений, что особенно характерно, например, для остекления, происходит замерзание влаги и образование инея. Образование и наличие конденсата приводит к преждевременному разрушению росписей, фресок, икон и украшений. Поэтому вопросам создания благоприятного воздушного микроклимата в храмовых сооружениях еще в XV в. в Москве уделялось повышенное внимание.

В храмах Московского Кремля уже в XV–XVII вв. применялись способы газовоздушного отопления от огневых печей, установленных в подвалах. Воздушное отопление прогревает помещения и подает подогретый свежий наружный воздух. Через регулируемые щелевые отверстия в барабане купола загазованный воздух удаляется наружу.

Учитывая важность сохранения архитектурных и художественных ценностей, в храмах Московского Кремля в 60–80 гг. XX в. была проведена коренная реконструкция систем отопления и вентиляции, выполненная специалистами института «Моспроект-2». Были разработаны и осуществлены современные системы кондиционирования воздуха в храмах и дворцах Московского Кремля. Это обеспечивает создание и поддержание оптимального воздушного режима для сохранения исторических ценностей и комфор-

тных условий для людей, посещающих эти замечательные исторические здания.

Широкое многовековое применение печного отопления и древесного топлива определило и сформировало своеобразную культуру быта и отдыха, традиции русских людей, отразилось в архитектурно-строительном облике городов и поселков.

С начала XIX в. промышленный прогресс вызвал к жизни новые технические решения в области теплотехники и развития систем отопления и вентиляции — появились первые конструкции паровых машин, стальных паровых и водогрейных котлов, а затем, с освоением технологий чугунолитейного производства в 70-х годах — чугунных котлов, ребристых труб, арматуры. Это позволило перейти к системам централизованного отопления групп жилых и общественных зданий, а в конце столетия — к первым теплофикационным установкам.

В начале XX в. в России в городах началось строительство многоэтажных жилых и административно-общественных зданий, а также промышленных предприятий. Это потребовало применения в помещениях вместо печей новых средств отопления, а для обеспечения необходимого воздухообмена — специальных систем вентиляции.

В области промышленных зданий и сооружений можно отметить бурное развитие в Москве в начале XX в. строительства текстильных предприятий. Технология ткачества и прядения требует поддержания в зоне проведения производственного процесса относительной влажности воздуха в пределах 65–70 % при возможном сезонном изменении температуры воздуха зимой до 20 °С и летом до 26 °С.

Прогрессивные русские промышленники быстро поняли взаимосвязь качества текстильной продукции и параметров воздуха в цехах. Для придания внутреннему воздуху требуемой высокой влажности в системах вентиляции были применены простейшие устройства увлажнения приточного воздуха. В приточных строительных каналах делались поддоны, заполняемые водопроводной водой.

При прохождении над поверхностью воды приточный воздух увлажнялся. Это позволяло поддерживать в цехах требуемую по технологии высокую влажность воздуха. В зимний период холодный приточный воздух перед его увлажнением нагревался в калориферах, по трубкам которых проходила горячая вода. Нагрев воды для систем отопления и вентиляции в промышленных зданиях постройки XX в. осуществлялся в водогрейных котлах, где в качестве топлива использовался каменный уголь.

Нагрев и увлажнение приточного воздуха в цехах текстильных предприятий и в настоящее время являются обязательным элементом технологии производства. Это достигается применением современного кондиционирующего оборудования.

Получение теплоносителя в виде нагретой воды или водяного пара достигалось сжиганием топлива в конструктивных устройствах, получивших название водогрейные или паровые котлы. В усовершенствованном виде они являются основным видом современных генераторов теплоты от сжигания различных типов топлива.

В жилых и гражданских многоэтажных зданиях начала применялась система водяного отопления с установкой под окнами чугунных радиаторов. Циркулирующая вода нагревалась в чугунных секционных водогрейных котлах типа «Стреля» или «Стребеля», устанавливаемых в специальных помещениях в подвале здания или пристройках, сооружаемых во дворах.

Появились первые организованные системы вентиляции зданий — во внутренних кирпичных стенах предусматривывались каналы, имеющие заборные решетки под потолком помещений. Через эти решетки в каналы поступал отепленный и загрязненный внутренний воздух, который через вытяжные шахты на крыше выбрасывался наружу.

Поступление приточного наружного воздуха в жилых домах осуществлялось через форточки. В отдельных зданиях постройки начала XX в. можно обнаружить в наружных стенах около окон регулируемые вручную заборные отверстия для поступления свежего приточного наружного воздуха.

В настоящее время признано энергетически целесообразным устраивать в жилых и гражданских зданиях организованную приточно-вытяжную вентиляцию с применением вентиляторных агрегатов, включающих аппараты для утилизации теплоты вытяжного воздуха на нагрев приточного наружного воздуха. Эти современные решения обеспечивают создание в помещениях комфортных параметров воздушной среды и до 60 % сокращают затраты теплоты на отопление зданий.

Основным видом отопления многоэтажных зданий стало использование в качестве нагревательных приборов чугунных радиаторов, соединенных трубами с местным источником выработки теплоты — котлом, в котором сгорал каменный уголь. В котле от сжигания каменного угля циркулирующая вода нагревалась до 95 °С и самотеком поступала к чугунным радиаторам. После отдачи теплоты через стенки радиатора на нагрев помещения вода вновь направлялась в котел для последующего там нагрева. Таким образом происходит циркуляция воды в системе отопления.

Прогрессивными русскими учеными делались попытки применения теплофикационных установок для теплоснабжения не только промышленных предприятий, но и жилых, и общественных зданий. Здесь можно вспомнить первые теплофикационные установки двух петербургских детских больниц (Губернской и им. Петра Великого), выполненные в 1903 г. и в 1910–1911 гг. инженерами А.К. Павловским и В.В. Дмитриевым.

В связи с изобретением русским инженером М.О. Доливо-Добровольским трехфазного электрического тока и развитием электротехнической промышленности с 1905 г. началось массовое применение в отоплении насосов и вентиляторов с электрическим приводом, а также электродуговой сварки металлов. В это же время проф. В.М. Чаплиным был запатентован водоструйный насос для систем отопления, получивший название гидравлического элеватора.

В 30-х годах прошлого века в России в соответствии с планом ГОЭЛРО начали развиваться мощные централизованные системы электрификации, теплофикации и теплоснабжения крупных городов и поселков страны. Основной задачей плана было обеспечение промышленных и сельскохозяйственных предприятий, железных дорог, городов и жилых поселков электрической и тепловой энергией.

В короткое предвоенное время на карте России появились сотни государственных электростанций и промышленных площадок с сопутствующей жилой, инженерной, социальной инфраструктурой, транспортом, связью, образовавших мощную индустриальную базу страны, таких как Днепрогэс, Магнитогорск, Челябинск, Сталинград, Красноярск, Комсомольск-на-Амуре и др.

Это потребовало ускоренного развития топливной промышленности, разработки и освоения новых угольных, нефтяных и газовых месторождений, более широкого вовлечения в оборот местных топливных ресурсов (торфа, бурых углей, промышленных отходов). Существенно изменился топливный баланс страны.

Для транспортирования и распределения электрической и тепловой энергии от крупных источников энергоснабжения были построены региональные электрические и тепловые сети, трансформаторные подстанции и распределительные устройства.

В предвоенные годы Советский Союз вышел на второе место в мире и на первое в Европе по объему производства электрической и тепловой энергии, добычи топлива, некоторым показателям промышленного производства.

Так, мощность источников электрической энергии возросла с 1,5–2,0 млн. кВт (в 1913 г.) до 10 млн. кВт, а производство энер-

гии составило 43 млрд. кВт·ч и 105 млн. ГДж (25 млн. Гкал). Годовая добыча всех видов топлива достигла 280 млн. тонн условного топлива. Преимущественное развитие получили теплофикационные установки с тепловыми сетями от ТЭЦ.

В послевоенные годы в стране развернулось массовое жилищное строительство, первоначально в виде кирпичного пятиэтажного, затем (начиная с 70-х годов) 9–14-этажного полносборного (из железобетонных элементов), а в последние годы (с 80-х годов) высотного (более 20 этажей) строительства зданий из полносборного и монолитного железобетона.

В эти годы развитие теплофикации начало отставать от темпов приоритетного жилищного строительства — у государства не хватало средств на одновременное строительство жилья и дорогих теплофикационных установок.

Выход был найден в сооружении сравнительно недорогих групповых и квартальных котельных установок на твердом и жидком топливе на базе стальных и чугунных водогрейных котлов (разработанных в Академии коммунального хозяйства инж. Н.Н. Ревакатыным) и паровых котлов типа ДКВр, конструкции НПО Центрального котлотурбинного института (ЦКТИ) им. И.И. Ползунова.

Строительство и пуск в 1946 г. первого в СССР магистрального газопровода Саратов — Москва, затем газопроводов Дашава — Киев — Москва, Ставрополь — Москва и др. положили начало массовой газификации городов и поселков Европейской части страны, оказали существенное влияние на развитие техники теплоснабжения.

Первого января 1960 г. в Москве была пущена в эксплуатацию Опытная районная котельная в Коптеве на газовом топливе мощностью 150 МВт. В качестве котлов использовались новейшие конструкции недорогих газомазутных стальных водогрейных котлов типа ПТВМ-50, ПТВМ-100. Методом полносборного строительства в городах: Москве, Жуковском, Зеленограде, Ленинграде и др. в короткие сроки было сооружено большое число районных тепловых станций (РТС) мощностью от 150 до 500 МВт каждая. В коммунальной энергетике зародилась новая отрасль — районное теплоснабжение на базе крупных районных тепловых станций на газовом топливе и мазуте, в составе специализированных предприятий ЖКХ — «Теплокоммунэнерго», сыгравших важную роль в организационно-управленческом и технологическом укреплении коммунальной энергетики.

Вместе с этим в корне изменились отопительная и климатическая техника, системы местного и централизованного теплоснабжения, существенно возросли требования к качеству жилья, энер-

госбережению, экологической безопасности, надежности тепловых сетей и энергетических объектов.

В глобальном, планетарном масштабе историю теплоэнергетики с известной долей условности можно разделить на пять этапов-периодов развития [2]*:

Первый период — начало его теряется в глубине тысячелетий, конец — V–VII вв. Человек обходился собственной, а затем — мускульной силой прирученных животных, теплотой Солнца, а позже — теплотой костра. Источником мускульной силы служила химическая энергия пищи. Энергетические ресурсы Земли не только восстанавливались, но их запасы еще и возрастали. Окружающая природная среда не подвергалась загрязнению.

Второй период — с V–VII вв. до XVIII в. Помимо указанных выше источников энергии (ИЭ) стали использоваться новые, тоже возобновляющиеся: движение воды в реках и ветер. Часть работы стали выполнять водяные колеса и ветряные крылья. Энергетические ресурсы полностью восстанавливались, окружающая среда оставалась чистой.

Третий период — с XVIII в. до середины XX в. В это время основным ИЭ в развитых странах становятся невозобновляемая химическая энергия органического ископаемого топлива: каменного угля, нефти, природного газа и т.п., а основной движущей силой — «движущая сила огня», получаемая в тепловых машинах. Зародилась и развилась электроэнергетика. Расходуемые энергетические ресурсы не восстанавливаются. Происходит все большее загрязнение окружающей среды.

Четвертый период начался с середины XX в. с освоения энергии деления ядер урана. Он закончится полным исчерпанием (или использованием в допустимой, по соображениям глобальной безопасности степени) ядерного и термоядерного топлива.

В этот период будут расходоваться последние запасы невозобновляемых ресурсов Земли и проблема охраны природной среды станет особенно важной.

В пятый период человечеству придется жить в состоянии «динамического равновесия», довольствуясь непрерывно возобновляющимися ресурсами: солнечным излучением, движением вод в реках и морях, энергией ветра, теплом недр Земли, химической энергией растений и т.п. Окружающая среда будет полностью восстанавливаться. В соответствии с поступающей энергией придется регламентировать население планеты, оснащенность его бытовой, культурной, престижной и другой энерготехникой.

* Здесь и далее в квадратных скобках даны ссылки на литературу, список которой приведен на стр. 477–480.

Мы живем и работаем в начале четвертого периода, основными энергетическими проблемами которого являются: воспроизводство ядерного топлива деления в реакторах на быстрых нейтронах; техническое освоение контролируемого термоядерного синтеза, все более широкое использование возобновляемых энергоресурсов, повышение доли потребления каменного угля и повышения энергетической эффективности всех типов энергетических установок и энергопотребляющих устройств; решение накопившихся проблем охраны окружающей среды — глобального потепления, защиты атмосферы и восстановления озонового слоя, восстановления растительного и животного мира и др.

Эти и другие вопросы теплоэнергетики, обеспечивающие жизнедеятельность человека, и являются предметом рассмотрения в настоящем учебнике.

ЧАСТЬ I

ОТОПЛЕНИЕ

Глава 1. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ ОБ ОТОПЛЕНИИ

1.1. Назначение отопления и его развитие в России

Отопление зданий обеспечивает тепловой комфорт для людей или выполнение технологических требований по параметрам внутреннего воздуха в зависимости от назначения помещения и установленного оборудования.

В суровых климатических условиях холодных и продолжительных зим в России проживание людей в помещениях невозможно без работы системы отопления, обеспечивающей компенсацию теплопотерь через наружные ограждения и нагрев санитарной нормы наружного приточного воздуха.

По результатам исследований для человека установлены следующие оптимальные нормы в обитаемой зоне жилых, общественных и административно-бытовых помещений: температура воздуха 20–22 °С; относительная влажность воздуха 30–45 %, скорость движения воздуха не более 0,2 м/с.

Эти нормы установлены для людей, находящихся непрерывно в помещении более двух часов.

В Трудовом кодексе Российской Федерации длительность рабочего дня взаимосвязана с температурой воздуха в рабочей зоне помещения — чем она ниже, тем короче рабочий день.

Конструктивное решение отопления прежде всего зависит от вида тепловой энергии, используемой для повышения температуры воздуха в помещении.

На рис. 1.1 представлены графики изменения видов топлива, использовавшихся в прошлом веке для получения тепловой энергии.

Для России характерно наличие больших лесных массивов и поэтому древесина с древнейших времен являлась основным видом топлива, от сжигания которого получалась тепловая энергия для обогрева помещений. Еще в 1900–1920 гг. древесина занимала 60–50 % в топливном балансе страны.

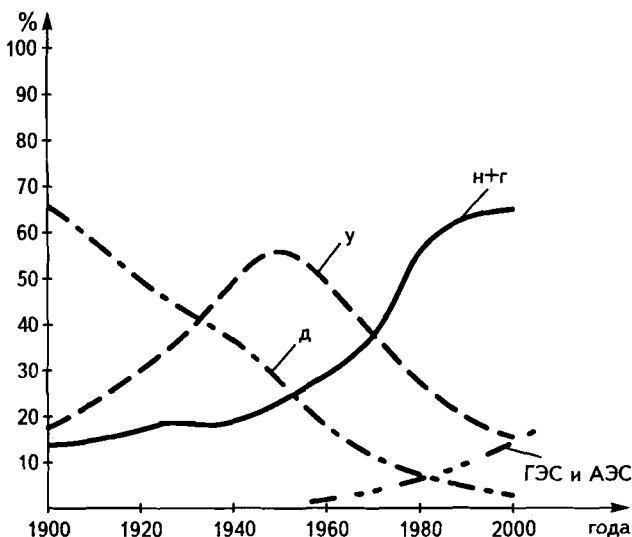


Рис. 1.1. Характер изменения видов топлива для систем отопления в XX в. д – дрова; у – уголь; н+г – нефть и газ; --- – гидроэлектростанции (ГЭС) и атомные электростанции (АЭС)

Древесина как топливо является возобновляемым источником тепловой энергии, так как при рачительном ведении лесного хозяйства на дрова заготавливается в первую очередь сухостой, который является источником размножения вредных для леса насекомых и болезней.

Использование древесины в качестве топлива для обогрева помещений потребовало создания многоходовых и массивных печей, в которых теплота дымовых газов, образующаяся от сжигания дров, почти на сутки удерживалась в кирпичной кладке печей. Созданные русскими умельцами конструкции теплоемких печей получили название «русские печи».

Для горения топлива необходим кислород, который поступает в зону топки с воздухом из помещения. Так, расход воздуха для сжигания 1 кг дров составляет 6,9–7,2 м³, при угольном отоплении — 16,8–18 м³, при работе на природном газе (на 1 м³) его расходуется 18–19,5 м³.

На место засасываемого от естественной тяги воздуха помещения через неплотности в строительных конструкциях, форточки или специальные воздухопроводы поступает свежий приточный наружный воздух. Поэтому *применение печного отопления обеспечивает не только обогрев помещения, но и его активную вентиляцию.*

При реконструкции старинных зданий в 20–30-х гг. прошлого века дымоходы печей заделывались, а отопление помещений осуществлялось путем установки под окнами чугунных радиаторов, в которые подавалась горячая вода от центрального источника (котельной или ТЭЦ). Отказ от проветривания помещений через дымоходы печей, которые консервировались и часто сохранялись из-за высокохудожественной внешней отделки, приводил к созданию духоты в помещениях, отапливаемых от радиаторов.

Этот опыт показывает, что отопление помещений неразрывно связано с вентиляцией. Отказываясь от печного отопления, необходимо при реконструкции зданий предусматривать новые каналы для вытяжки воздуха. Особенно эффективно естественная вытяжка функционирует в холодный период года, когда плотность холодного воздуха значительно больше плотности внутреннего. Разность плотностей и наличие вытяжной шахты, выведенной из помещения на кровлю здания, создают тяговое усилие (гравитационную тягу) для поступления приточного наружного воздуха через неплотности в окнах и дверях.

1.2. Принципиальная схема систем отопления

Система отопления содержит следующие функциональные части:

- источник получения тепловой энергии;
- передающие устройства полученной тепловой энергии к помещениям;
- отопительные приборы, передающие тепловую энергию на нагрев помещений.

По характеру связи источника получения тепловой энергии с нагреваемым помещением системы отопления подразделяются на:

- местные, в которых источник получения тепловой энергии и отопительные приборы расположены в отапливаемом помещении или в непосредственной близости;
- центральные, в которых источник получения тепловой энергии рассчитан на отопление нескольких зданий и связан передающими устройствами с отопительными приборами, установленными в отапливаемых помещениях.

К местным системам отопления относятся, например, печи для сжигания дров или каменного угля. Источником тепловой энергии здесь являются дымовые газы, получаемые при сгорании топлива. Дымовые газы имеют высокую температуру (свыше 300 °С) и прогревают кирпичную кладку многоходовых дымоходов. Зна-

чительная масса кирпичной кладки печей позволяет при одноразовой в сутки топке — трехчасовом сжигании дров до состояния превращения их в древесный уголь — обеспечить на внешней поверхности печи температуру до 40°C , при которой нет опасности ожогов у людей. Накопившаяся в кирпичной кладке при топке печей теплота обеспечивает суточное сохранение температуры в помещении в утренние часы не ниже $+18^{\circ}\text{C}$.

Второй разновидностью местных систем отопления являются газозвоздушные агрегаты, в которых теплота от сгорания газа передается через разделительную стенку к нагреваемой среде. На рис. 1.2 показана принципиальная схема лучистого газозвоздушного отопления рабочих мест в производственном корпусе.

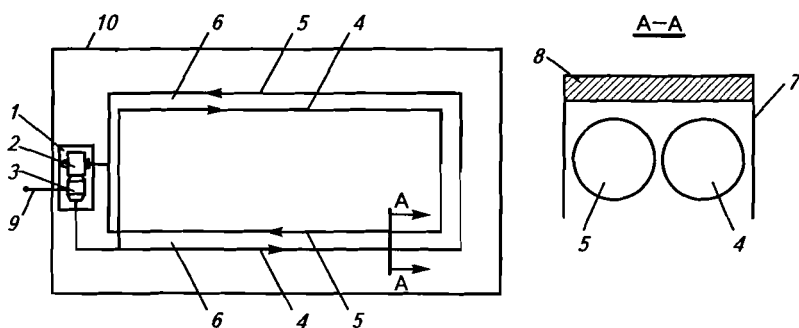


Рис. 1.2. Принципиальная схема местного лучистого газозвоздушного отопления помещения

1 — газовый теплогенератор; 2 — вентилятор; 3 — газовая горелка; 4 — воздуховоды для транспортирования нагретой смеси дымовых газов; 5 — воздуховоды для транспортирования охлажденной смеси дымовых газов; 6 — рабочее место; 7 — кожух; 8 — тепловая изоляция; 9 — трубопровод для подвода природного газа; 10 — трубопровод для выброса излишков дымовых газов в атмосферу с воздушным регулирующим клапаном

Отечественная промышленность выпускает теплогенератор 1 типа ТГЛ-0,5 на газовом топливе, поступающем по трубопроводу 9. Расход сжигаемого газа может меняться от $7,5$ до $60 \text{ м}^3/\text{ч}$, что позволяет получать тепловую энергию мощностью от 70 до 575 кВт . Приточный вентилятор 2 подает по воздуховоду 4 смесь дымовых газов после сжигания в горелке 3 газа и возвратного по воздуховоду 5 охладившегося потока.

Полученная смесь в количестве $1200 \text{ м}^3/\text{ч}$ при температуре до 250°C после горелки 3 поступает в приточные 4 и возвратные воздуховоды 5, смонтированные под потолком в кожухе 7, открытом снизу. Сверху кожуха 7 предусмотрен слой тепловой изоляции 8. Это обеспечивает значительное снижение теплотерь от нагретых стенок кожуха в верхнюю зону помещения.

От нагретых до $250\text{ }^{\circ}\text{C}$ стенок воздуховодов 4 и 5 лучистая теплота поступает на обогрев пола и рабочих мест 6 в помещение.

Для обеспечения работы представленной на схеме рис. 1.2 лучистой системы отопления требуется подведение по трубопроводу 9 газа к горелке 3 и электроэнергии к электродвигателю вентилятора 2. Отопительными приборами в этой местной системе служат воздуховоды 4 и 5. Достоинством этой системы отопления является безопасность при нарушении герметичности воздуховодов 4 и 5, так как в верхней зоне помещения имеется общеобменная вытяжка 10.

Обогрев лучистой теплотой только рабочих мест, где постоянно находятся люди, позволяет снижать температуру воздуха в объеме помещения, где нет людей и находится только оборудование, что в итоге дает большую экономию тепловой энергии. В качестве примера можно привести Волжский трубопрокатный завод, где в прокатном цехе лучистым теплом обогреваются только фиксированные рабочие места, над которыми смонтированы панели лучистого отопления.

На рис. 1.3 показан третий пример местной системы отопления на базе электроотопительного вентиляторного агрегата с теплоаккумулирующей насадкой.

Использование электрической энергии в дневные часы для обогрева помещений значительно дороже, чем использование других источников энергии для получения теплоты. Так, например, в 2002 г. в Москве тарифы на оплату электроэнергии составляли в ночное время суток (с 23:00 до 7:00) 0,22 руб. за 1 кВт·ч, в остальное время суток — 1,25 руб. за 1 кВт·ч.

Воздухонагреватель на рис. 1.3 позволяет получать теплоту в ночные часы, когда стоимость электроэнергии (в тепловом эквиваленте) даже ниже стоимости теплоты от теплоэлектроцентрали (ТЭЦ).

К щиту автоматики и защиты 20 подводится однофазный ток напряжением 220 В от розеток в жилых и общественных зданиях. Поэтому достаточно подключиться к существующей электропроводке и будет достигнуто снабжение местного отопительного прибора энергией, переходящей в теплоту в электронагревателях 7 при прохождении по ним электрического тока.

Электронагреватели 7 расположены как непосредственно у каналов 6 прохождения нагреваемого воздуха, так и между блоками теплонакапливающей насадки 16. Биметаллическая тяга 8 настраивается на поддержание требуемой температуры воздуха в помещении $t_{\text{в}} = 20\text{ }^{\circ}\text{C}$. При снижении $t_{\text{в}}$ ниже настроенного значения биметаллическая тяга 8 сокращается и через привод 18 перемещает

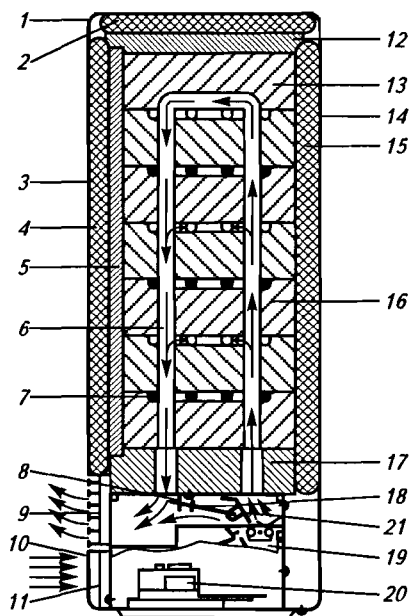


Рис. 1.3. Принципиальная схема местного электроотопительного агрегата с теплоаккумулирующей насадкой

1 – декоративная крышка кожуха; 2 – тепловая изоляция крышки; 3 – передняя съемная декоративная панель; 4 – тепловая изоляция передней панели; 5 – внутренняя теплонакапливающая изоляция; 6 – каналы для прохода нагреваемого воздуха; 7 – электрические нагреватели; 8 – биметаллическая тяга; 9 – приточная решетка для выхода нагретого воздуха; 10 – решетка поступления внутреннего воздуха из отапливаемого помещения; 11 – направляющие всасываемого потока воздуха; 12 – внутренняя изоляция; 13 – насадка из микропористого теплонакапливающего материала; 14 – задняя стенка кожуха; 15 – тепловая изоляция задней стенки; 16 – блоки теплонакапливающей насадки; 17 – теплонакапливающая изоляция; 18 – привод воздушного клапана; 19 – вентилятор; 20 – электрическая автоматика и защита; 21 – воздушный клапан

воздушный клапан 21 на поступление большей части нагреваемого воздуха после вентилятора в каналы 6, расположенные в блоках насадки 13 и 16. При повышении t_v выше настроенного значения клапан 21 автоматически перемещается и увеличивается проход воздуха после вентилятора 19, минуя каналы 6. Нагреваемый в каналах 6 и проходящий мимо клапана 21 воздух смешиваются и полученная смесь поступает в помещение.

Электронагреватели 7 потребляют электроэнергию только в ночное время и прогревают блоки теплоемкой насадки 13 и 16. Мощность электронагревателя 7 выбирается для условий компенсации тепловых потерь помещением в течение суток.

В дневные часы нагреваемый воздух проходит по каналам *б* и воспринимает теплоту насадок *13* и *16*, накопленную от работы электронагревателей *7* в ночные часы при дешевой стоимости электроэнергии.

Местные аккумуляционные электронагреватели по схеме на рис. 1.3 получили за последние годы широкое применение в странах Западной Европы. Этому способствовало увеличившееся число применяемых для электроснабжения зданий электроветроагрегатов.

В нашей стране наибольшее применение, начиная с 30-х годов прошлого века, получили центральные отопительные системы. Прежде всего это объясняется развитием централизованного теплоснабжения зданий горячей водой.

На рис. 1.4 представлены принципиальные схемы центральных систем отопления со снабжением горячей водой от крупного центрального источника теплоснабжения – теплоэлектроцентрали (ТЭЦ), районной тепловой станции (РТС) или котельной установки (КУ).

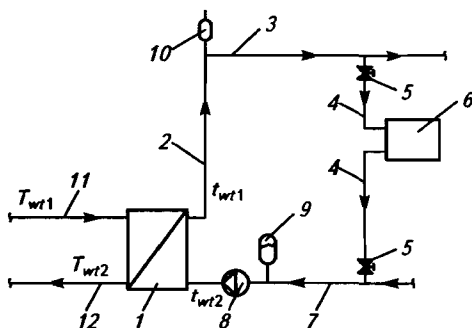


Рис. 1.4. Принципиальная схема центрального отопления здания от крупного источника теплоснабжения

1 – теплообменник «жидкость–жидкость»; 2 – подающий трубопровод; 3 – распределительный трубопровод; 4 – вертикальный стояк; 5 – ручные краны; 6 – отопительный прибор; 7 – обратный трубопровод; 8 – циркуляционный насос; 9 – расширительный сосуд с гибкой перегородкой; 10 – автоматический воздухоотводчик; 11 – подающий трубопровод от центрального источника теплоснабжения; 12 – обратный трубопровод к центральному источнику теплоснабжения

Горячая вода по трубопроводу *11* с температурой T_{wt1} поступает в теплообменник *1*, в котором через разделительную стенку теплота передается на нагрев воды системы отопления здания до t_{wt1} . После отдачи теплоты в теплообменнике *1* вода от центрального источника теплоснабжения понижает свою температуру до T_{wt2} и по обратному трубопроводу *12* возвращается на тепловую станцию для повторного нагрева.

Нагретая вода по подающему трубопроводу 2 направляется к горизонтальному распределительному трубопроводу 3, к которому присоединены вертикальные стояки 4. Для ремонтного отключения стояков служат краны 5.

К вертикальному стояку 4 присоединены отводы к отопительному прибору 6 в помещении. Вертикальный стояк 4 в нижней части присоединяется к горизонтальному обратному трубопроводу 7, на котором смонтирован насос 8.

На всасывающей стороне насоса 8 смонтирован герметичный расширительный сосуд 9, имеющий гибкую внутреннюю перегородку — мембрану. Нагнетательная сторона насоса 8 соединена с теплообменником 1, в который подается охладившаяся в отопительных приборах вода с температурой t_{wr2} .

Для удаления воздуха из трубопроводов циркуляции воды служит автоматический воздухоотводчик 10, установленный в верхней точке горизонтального распределительного трубопровода 3.

Из схемы на рис. 1.4 следует, что теплообменник 1, к которому подведены трубопроводы 11 и 12 от центрального источника теплоснабжения, выполняет функции местного источника тепловой энергии для системы отопления здания.

Подающий 2, распределительный 3, вертикальные стояки 4 и обратный 7 трубопроводы с насосом 8 являются передающими устройствами тепловой энергии к отапливаемым помещениям здания. В отапливаемых помещениях под окнами установлены отопительные приборы 6, от которых тепловая энергия передается на нагрев обслуживаемого помещения.

1.3. Характеристика теплоносителей и особенности их использования в системах отопления зданий

Для отопления зданий в качестве теплоносителей («рабочего тела», «агента») обычно используются: вода, водяной пар, горячий воздух, дымовые газы и реже — термоустойчивые жидкие органические и неорганические соединения (антифризы, тосолы, хладоны и др.).

Вода. Наибольшее применение в качестве теплоносителя в системах отопления получила вода, которая обладает следующими теплофизическими характеристиками: теплоемкостью $c_w = 4,2 \text{ кДж/кг} \cdot ^\circ\text{C}$; массовой плотностью $\rho_w = 1000 \text{ кг/м}^3$ при температуре $+4 \text{ }^\circ\text{C}$. С повышением температуры воды до $90 \text{ }^\circ\text{C}$ массовая плотность снижается до $\rho_w = 965 \text{ кг/м}^3$. При атмосферном давлении $P_w = 1 \text{ бар} = 1 \text{ атм}$ вода кипит при температуре $100 \text{ }^\circ\text{C}$. Для получения перегретой воды с температурой $T_{w1} = 130 \text{ }^\circ\text{C}$ в тру-

бопроводах должно поддерживаться давление не менее $P_w = 2,75$ атм.

Если при прохождении через регулирующую арматуру или автоматические клапаны перегретой воды с $T_{wl} = 130$ °С (подача от центрального источника теплоснабжения) давление в трубопроводе, транспортирующем эту воду, понизится, то часть воды вскипит и в трубопроводе образуется водяной пар. Это может привести к разрыву струи воды в трубопроводе (образованию паровой пробки) и при включении циркуляции — возникновению гидравлических ударов, которые могут разрушить трубопроводы, арматуру и нагревательные приборы в зданиях. Поэтому перегретая вода должна транспортироваться при давлениях в трубопроводах выше давления парообразования при температуре транспортируемой воды. Во избежание аварий это важное правило необходимо всегда помнить и соблюдать в эксплуатационной практике.

Высокая теплоемкость, массовая плотность и хорошие гигиенические качества воды (при достаточном количестве) делают ее наиболее предпочтительным теплоносителем (рабочим телом) в системах отопления.

Недостатком воды является возможность замерзания ее в трубопроводах и оборудовании при понижении температуры ниже 0 °С, что почти во всех случаях приводит их к разрыву и разрушению, а также высокое гидростатическое давление в системах теплоснабжения.

Водяной пар имеет высокое удельное теплосодержание благодаря теплоте фазового превращения, выделяющейся при конденсации пара в трубках нагревательных приборов. Однако при использовании водяного пара в качестве теплоносителя на поверхности отопительных приборов поддерживается температура около 100 °С. Это ведет к пригоранию органической пыли и красок, возгонке их на поверхностях нагревательных приборов и поступлению вредных выделений в помещение.

По санитарно-гигиеническим требованиям температура на поверхностях нагревательных приборов не должна превышать 80 °С. Поэтому водяной пар не рекомендуется применять в системах отопления жилых и административно-общественных зданий, но не запрещено во многих промышленных системах отопления и вентиляции.

Дымовые газы содержат вредные для здоровья составляющие и могут использоваться в системах отопления при передаче теплоты через разделительные стенки (см. например, схему на рис. 1.2) или при непосредственном контакте с нагреваемой водой для ее нагрева в специальных устройствах (контактных водонагревателях,

экономайзерах). В целях энергосбережения в последние годы высокотемпературные дымовые газы все чаще используют для получения низкопотенциальной теплоты для систем отопления, горячего водоснабжения и вентиляции.

Воздух имеет малую теплоемкость $c_p = 1 \text{ кДж/кг} \cdot ^\circ\text{С}$ и плотность при $t = +20^\circ\text{С}$ $\rho_v = 1,2 \text{ кг/м}^3$. Поэтому для переноса воздухом одинакового количества теплоты Q_T , кВт, (как при использовании в качестве рабочего тела воды) приходится затрачивать значительно больше энергии на перемещение воздуха, по сравнению с перемещением воды.

Воздух в качестве теплоносителя рационально использовать при одновременном выполнении функций отопления и вентиляции помещений.

Органические жидкости. Некоторые органические соединения, обладая необходимыми теплофизическими характеристиками (низкой температурой замерзания, низкой вязкостью и др.), получили ограниченное применение в малоемких («незамерзающих») системах отопления зданий при прерывистых режимах эксплуатации в зимнее время. Сравнительно высокая стоимость и дефицитность на рынке также препятствуют их широкому применению.

1.4. Особенности процессов передачи теплоты от теплоносителя на отопление помещений здания

Теплота на нагрев помещений передается двумя сопутствующими процессами — конвективным и лучистым теплообменами.

Конвективный теплообмен обусловлен явлениями передачи теплоты через разделительную стенку при наличии разности температур сред, проходящих (контактирующих) по обе ее стороны.

На рис. 1.5 представлена принципиальная схема процесса конвективного теплообмена между водой и воздухом через разделительную поверхность при наличии разности температур $(t_{вт} - t_v)$, $^\circ\text{С}$. В ядре потока жидкости с температурой $t_{вт}$, $^\circ\text{С}$ при расходе $G_{вт}$, кг/с и скорости w , м/с, у разделительной поверхности толщиной δ , м, и теплопроводностью λ , Вт/м $\cdot^\circ\text{С}$, устанавливается температура стенки $t_{ст1}$. Передача теплоты от потока жидкости к поверхности разделительной стенки определяется уравнением:

$$Q_T = \alpha_{вн} F(t_{вт} - t_{ст1}), \text{ Вт.} \quad (1.1)$$

В уравнении (1.1) F — поверхность разделительной стенки, на которой со стороны движущейся жидкости $G_{вт}$ устанавливается температура стенки $t_{ст1}$.

Передача теплоты от жидкости к разделительной стенке характеризуется коэффициентом пропорциональности $\alpha_{\text{вн}}$, называемым коэффициентом теплоотдачи и равным количеству теплоты в Вт, переданного жидкостью к разделительной стенке площадью 1 м^2 при разности температур между жидкостью и поверхностью в один градус, его размерность $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{С})$. Коэффициент теплоотдачи от воды к стенке зависит от скорости воды w и в режимах развитого турбулентного движения достигает значений $800\text{--}1400 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{С})$.

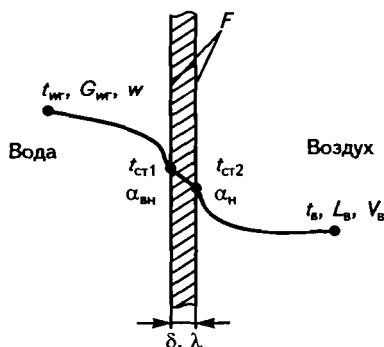


Рис. 1.5. Схема конвективного теплообмена «вода-воздух»

Разделительная стенка толщиной δ , м, и поверхностью F , м^2 , воспринимает теплоту $Q_{\text{т}}$, Вт, и благодаря теплопроводности, оцениваемой коэффициентом теплопроводности λ , эта теплота перейдет на другую сторону. В условиях установившегося теплового режима поступившая на стенку теплота $Q_{\text{т}}$ будет передана на другую сторону, имеющую на поверхности температуру $t_{\text{ст}2}$, что определяется уравнением:

$$Q_{\text{т}} = \frac{\lambda}{\delta} (t_{\text{ст}1} - t_{\text{ст}2}) F, \text{ Вт.} \quad (1.2)$$

Тот же тепловой поток передается от наружной поверхности F разделительной стенки к потоку воздуха, что определяется уравнением:

$$Q_{\text{т}} = \alpha_{\text{н}} F (t_{\text{ст}2} - t_{\text{в}}), \text{ Вт.} \quad (1.3)$$

Коэффициент тепловосприятия $\alpha_{\text{н}}$, $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{С})$, характеризует теплоотдачу от стенки к воздушному потоку. В условиях движения воздуха над горячей поверхностью под воздействием градиента плотностей холодного и нагреваемого воздуха, что называется естественной конвекцией, величина $\alpha_{\text{н}}$ колеблется от 6 до $12 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{С})$.

При движении воздушного потока под воздействием нагнетателей (работа вентилятора или эжектора) — при создании искусственного конвективного потока — величины α_n достигают значений 60–80 Вт/(м²·°C).

Преобразуя уравнения (1.1)–(1.3), можем получить частные температурные напоры:

$$t_{вт} - t_{ст1} = Q_{\tau} \frac{1}{\alpha_{вн} F}, \text{ } ^\circ\text{C};$$

$$t_{ст1} - t_{ст2} = Q_{\tau} \frac{\delta}{\lambda F}, \text{ } ^\circ\text{C};$$

$$t_{ст2} - t_{в} = Q_{\tau} \frac{1}{\alpha_n F}, \text{ } ^\circ\text{C}.$$

Путем сложения частных температурных напоров (левых и правых частей уравнений) получим новое уравнение:

$$t_{вт} - t_{в} = \frac{Q_{\tau}}{F} \left(\frac{1}{\alpha_{вн}} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_n} \right), \text{ } ^\circ\text{C}. \quad (1.4)$$

Выражение в скобках в правой части уравнения характеризует условия передачи теплоты от одной среды через разделительную стенку к другой и получило название коэффициента термического сопротивления теплопередаче ограждающей конструкции R , имеющего размерность м²·°C/Вт.

$$R = \left(\frac{1}{\alpha_{вн}} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_n} \right), \text{ } \text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C}/\text{Вт}.$$

Величина K , обратная коэффициенту термического сопротивления R , характеризует интенсивность передачи теплоты и называется коэффициентом теплопередачи ограждения, имеет размерность Вт/(м²·°C).

$$K = \frac{1}{\left(\frac{1}{\alpha_{вн}} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_n} \right)}, \text{ } \text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C}).$$

Используя коэффициент теплопередачи K и средний по поверхности перепад температур $\Delta t_{ср}$, получим выражение для нахождения

ния количества переданной теплоты от отопительного прибора к воздуху через разделительную поверхность F , м^2 :

$$Q_T = K F \Delta t_{\text{cp}}, \text{ Вт.} \quad (1.5)$$

Величину среднего перепада температур для условий нагрева воздуха горячей водой Δt_{cp} допустимо определять по формуле средней арифметической разности:

$$\Delta t_{\text{cp}} = \frac{t_{\text{вт1}} + t_{\text{вт2}}}{2} - \frac{t_{\text{в2}} + t_{\text{в1}}}{2}, \text{ } ^\circ\text{C}, \quad (1.6)$$

где $t_{\text{вт1}}$ и $t_{\text{вт2}}$ — начальная и конечная температура горячей воды на входе и выходе из отопительного прибора, $^\circ\text{C}$; $t_{\text{в2}}$ и $t_{\text{в1}}$ — температуры нагретого и поступающего к отопительному прибору воздуха, $^\circ\text{C}$.

Для интенсификации процессов передачи теплоты к воздуху на разделительной стенке со стороны низких значений α_n устраивают развитие поверхности путем создания ребер различной конструкции.

Вторым видом передачи теплоты от отопительного прибора в нагреваемое помещение является тепловое излучение. **Лучистая теплота** возникает и передается от нагретой поверхности к более холодной. Интенсивность передачи теплоты излучением определяется степенью нагрева поверхности отопительного прибора по отношению к температурам на поверхностях в нагреваемом помещении. Воздух помещения прозрачен для лучистой энергии, которая задерживается только на поверхности строительных конструкций, мебели, служебном оборудовании и других предметах, находящихся в отапливаемом помещении.

В общем случае поток лучистой энергии оценивается по формуле:

$$Q_{\text{т.л}} = F C \left[\left(\frac{T_{\text{ст}}}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_{\text{пов}}}{100} \right)^4 \right], \text{ Вт,} \quad (1.7)$$

где C — коэффициент, учитывающий особенности процессов образования лучистого потока теплоты, $\text{Вт}/[\text{м}^2(\text{К}/100)^4]$; F — теплоизлучающая поверхность стенки, м^2 ; $T_{\text{ст}}$ и $T_{\text{пов}}$ — абсолютные температуры поверхностей образования лучистого потока (стенки) и поверхностей восприятия этой теплоты, К (градусы Кельвина).

Проводить расчеты по формуле (1.7) очень сложно, так как определение коэффициента C требует многих допущений. Поэтому на практике отопительные приборы лучистого нагрева иссле-

дуют экспериментально и по результатам опытов устанавливают зависимость удельных потоков лучистой теплоты $q_{\text{тл}}$, Вт/м², от разности температур на поверхности отопительных приборов лучистого нагрева и воздуха в отапливаемом помещении ($t_{\text{ст.л}} - t_{\text{в}}$).

В дальнейшем изложении будут приведены графики для определения лучистых тепловых потоков для некоторых конструкций отопительных приборов лучистого нагрева помещения.

Контрольные вопросы

1. Какой вид топлива для систем отопления был наиболее распространен в России в начале прошлого века?
2. Какие отопительные устройства обладают наибольшей теплостойкостью и способностью длительное время отдавать теплоту в отапливаемое помещение?
3. Какие методы снабжения теплотой зданий получили в России доминирующее развитие в середине прошлого века?
4. Каким образом теплота передается от центрального источника ее получения к отапливаемым зданиям?
5. Как подразделяются системы отопления по способу передачи теплоты в отапливаемое помещение?
6. Какие схемы характерны для местных систем отопления?
7. Какие схемы характерны для центральных систем отопления?
8. Какие виды теплоносителей применяются в системах отопления?
9. Какой вид теплоносителя получил наибольшее распространение в системах отопления многоэтажных жилых зданий?
10. Какими способами передается теплота от отопительных приборов в отапливаемое помещение?
11. По какой формуле вычисляется количество отдаваемой теплоты отопительным прибором в помещение?
12. От каких показателей зависит интенсивность конвективной теплоотдачи отопительного прибора?
13. От каких показателей зависит интенсивность лучистой теплоотдачи отопительного прибора?

Глава 2. ТЕПЛОТЕХНИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ РЕЖИМОВ ОТОПЛЕНИЯ ПОМЕЩЕНИЙ ЗДАНИЯ

2.1. Влияние теплотехнических качеств ограждающих конструкций зданий на тепловой режим отапливаемых помещений

От теплотехнических качеств ограждающих конструкций здания зависит величина удельных тепловых нагрузок на системы отопления q , Вт/м². По нормам СНиП [46] в холодный и переходный периоды года в обслуживаемой зоне жилых, общественных и административно-бытовых помещений температура воздуха должна быть $t_v = 20...22$ °С, относительная влажность $\varphi_v = 45-30$ %, скорость движения воздуха не более 0,2 м/с.

Работа системы отопления должна обеспечить подведение такого количества теплоты $Q_{т.от.}$, которое компенсирует теплопотери через наружные ограждения $Q_{т.пот.тр.}$ и нагрев наружного воздуха $Q_{т.пн.}$, поступающего путем инфильтрации (естественного проникновения) в помещение через неплотности в наружных ограждающих строительных конструкциях.

Способность строительных конструкций проводить теплоту оценивается через показатель термического сопротивления:

$$R_k = \frac{\delta}{\lambda}, \text{ м}^2 \cdot ^\circ\text{C}/\text{Вт}, \quad (2.1)$$

где δ — толщина слоя материала, м; λ — расчетный коэффициент теплопроводности строительного материала, Вт/(м·°С), (находится по приложению в [47]).

В целях снижения потерь теплоты в последние годы широко применяются в строительстве многослойные ограждающие конструкции с размещением внутри конструкции слоя тепловой изоляции. Для многослойной строительной конструкции термическое сопротивление определяется суммой термических сопротивлений отдельных слоев:

$$R_k = R_1 + R_2 + \dots + R_n, \text{ м}^2 \cdot ^\circ\text{C}/\text{Вт}, \quad (2.2)$$

где $R_1, R_2, \dots, R_n$ — термические сопротивления слоев из однородного материала, $\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{С}/\text{Вт}$, вычисляются по формуле (2.1).

Сопротивление теплопередаче строительной ограждающей конструкции R_0 вычисляется по формуле:

$$R_0 = \frac{1}{\alpha_v} + R_k + \frac{1}{\alpha_n}, \text{ м}^2 \cdot ^\circ\text{С}/\text{Вт}, \quad (2.3)$$

где R_k — термическое сопротивление ограждающей конструкции, вычисляемое для однослойной — по формуле (2.1) и для многослойной — по формуле (2.2), $\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{С}/\text{Вт}$; α_v — коэффициент теплоотдачи внутренней поверхности ограждающих конструкций, $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{С})$; для стен, полов и потолков можно принять $\alpha_v = 8,7 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{С})$; α_n — коэффициент теплоотдачи (для зимних условий) наружной поверхности ограждающей конструкции, $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{С})$; для наружных стен, покрытий, перекрытий можно принять $\alpha_n = 23 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{С})$.

Системы отопления рассчитываются на климатические условия, определяемые по СНиП параметрами Б [46]. Так, например, для Москвы расчетная температура наружного воздуха в холодный период года $t_{\text{нх}} = -26^\circ\text{С}$.

Для различных строительных конструкций наружных ограждений вычисляется приведенный коэффициент термического сопротивления:

$$R_{\text{к.пр}} = \frac{F_1 + F_2 + \dots + F_n}{\frac{F_1}{R_1} + \frac{F_2}{R_2} + \dots + \frac{F_n}{R_n}}, \text{ м}^2 \cdot ^\circ\text{С}/\text{Вт}, \quad (2.4)$$

где $F_1, F_2, \dots, F_n$ — поверхности наружных ограждений зданий, м^2 ; $R_1, R_2, \dots, R_n$ — термические сопротивления конструкций, $\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{С}/\text{Вт}$, вычисляемые для однослойных конструкций по формулам (2.1) и для многослойных конструкций — по (2.2).

Пример 2.1. Исходные условия: Жилая комната в Москве площадью $F = 20 \text{ м}^2$ имеет наружную стену с окном. Примем, что для наружной стены с окном в комнате приведенное термическое сопротивление по формуле (2.4) составляет $R_{\text{к.пр}} = 1,8 \text{ м}^2 \cdot ^\circ\text{С}/\text{Вт}$; $\alpha_v = 8,7 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{С})$; $\alpha_n = 23 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{С})$.

Требуется: Определить сопротивление теплопередаче наружной стены с окном.

Решение: По формуле (2.3) находим сопротивление теплопередаче наружной стены из помещения наружу:

$$R_0 = 1/8,7 + 1,8 + 1/23 = 1,96 \text{ м}^2 \cdot ^\circ\text{С}/\text{Вт}.$$

Теплопотери от теплопередачи – тепловой поток через наружные ограждения площадью F_n – вычисляются по формуле:

$$Q_{\text{т.пот.тр}} = \frac{F_n(t_v - t_{\text{нх}})}{R_0}, \text{ Вт.} \quad (2.5)$$

Такие теплопотери называют трансмиссионными.

Вторая составляющая нагрузки на систему отопления связана с нагревом поступающего в помещение холодного наружного воздуха, необходимого для вентиляции. Тепловой поток на нагрев приточного наружного воздуха $L_{\text{п.н}}$ вычисляется по формуле:

$$Q_{\text{т.пн}} = L_{\text{п.н}} \rho_{\text{п.н}} c_p (t_v - t_{\text{нх}}) / 3,6, \text{ Вт,} \quad (2.6)$$

где $\rho_{\text{п.н}}$ – средняя массовая плотность нагреваемого воздуха, кг/м³; $c_p = 1$ кДж/(кг·°С) – теплоемкость воздуха; 3,6 – переводной коэффициент кДж в Вт·ч. $L_{\text{п.н}}$ – объем инфильтруемого наружного воздуха, м³/ч.

В качестве примера рассчитаем суммарные теплопотери жилой комнаты.

Пример 2.2. *Исходные условия:* Жилая комната площадью пола $F_{\text{ж}} = 20$ м² с наружной стеной с окном площадью 10 м², имеет приведенное термическое сопротивление $R_0 = 1,96$ м²·°С/Вт.

Требуется: Для указанной комнаты рассчитать трансмиссионные потоки и потери на инфильтрацию.

Решение: 1. По формуле (2.5) для Москвы расчетный трансмиссионный тепловой поток (теплопередача от наличия разности температур) составит:

$$Q_{\text{т.пот.тр}} = \frac{10 \cdot [(20 - (-26))]}{1,96} = 235 \text{ Вт.}$$

2. Инфильтрация наружного воздуха через неплотности в ограждениях должна быть не меньше требований санитарных норм. По нормативным нормам минимальный расход приточного наружного воздуха в жилые помещения должен быть 3 м³/ч на 1 м² жилой площади. Для рассматриваемого жилого помещения минимальный расход приточного наружного воздуха будет:

$$L_{\text{п.н.мин}} = F_{\text{ж}} \cdot 3 = 20 \cdot 3 = 60 \text{ м}^3/\text{ч.}$$

По формуле (2.6) для рассматриваемого жилого помещения получим:

$$Q_{\text{т.п.н}} = 60 \cdot 1,3 \cdot 1 \cdot [20 - (-26)] / 3,6 = 997 \text{ Вт.}$$

3. Вычислим для рассматриваемого помещения сумму тепловых потоков, затрачиваемых на компенсацию трансмиссионных теплопотерь и на нагрев санитарной нормы наружного воздуха:

$$Q_T = 235 + 997 = 1232 \text{ Вт.}$$

4. Вычислим процентную долю составляющих требуемого количества теплоты на трансмиссионные теплопотери и нагрев наружного воздуха:

– доля трансмиссионных теплопотерь составит:

$$Q_{\text{т.пот. тр}} / Q_T \cdot 100 = 235 / 1232 \cdot 100 = 19 \%;$$

– доля расхода теплоты на нагрев поступающего в помещение наружного воздуха по санитарной норме:

$$Q_{\text{т.п.н}} / Q_T \cdot 100 = 997 / 1232 \cdot 100 = 81 \%.$$

Из примера 2.2 запомним, что преобладающей тепловой нагрузкой в жилой комнате является вентиляционная – 81 %, а отопительная составляет – 19 %.

Достигнутое в настоящее время благодаря выполнению требований МГСН-99 [50], увеличение термического сопротивления современных трехслойных ограждающих конструкций (со слоем теплоизоляции) позволило почти в десять раз сократить трансмиссионные теплопотери по сравнению с однослойными бетонными панелями, широко использовавшимися при строительстве зданий в 60–80-х годах прошлого века.

Дальнейшее повышение термического сопротивления наружных ограждений не даст существенного снижения потребностей помещений в теплоте для отопления и вентиляции.

Значительное снижение потребности в теплоте достигается путем использования теплоты вытяжного воздуха на нагрев приточного наружного воздуха.

Особенно это актуально для административных и общественных зданий при нахождении людей на рабочих местах более 3 ч. В этих случаях санитарная норма подачи приточного наружного воздуха составляет 60 м³/ч на 1 человека.

В рассматриваемом помещении площадью 20 м² обычно работают $L = 3$ чел. В этом случае санитарная норма подачи наружного воздуха в помещение составит:

$$L = l \cdot 60 = 3 \cdot 60 = 180 \text{ м}^3 / \text{ч.} \quad (2.7)$$

Тепловой поток на нагрев приточного наружного воздуха в административный офис площадью 20 м² по формуле (2.6) составит:
 $Q = 180 \cdot 1,3 \cdot 1 \cdot [20 - (-26)] / 3,6 = 2991 \text{ Вт.}$

Если в административном здании нет механической приточной вентиляции с подогревом воздуха, то нагрев неорганизованно поступившего наружного воздуха должен компенсироваться тепловой производительностью отопительного прибора.

Общая потребность в тепловой мощности на компенсацию трансмиссионных теплопотерь и нагрев санитарной нормы наружного воздуха в административном помещении составит: $Q_{т.пгр.тр} + Q_{т.д.н} = 235 + 2991 = 3226$ Вт, а доли их соответственно — 7,3 % и 92,7 %.

В настоящее время имеются программы для расчета на персональных компьютерах теплопотерь через ограждающие конструкции зданий. Особенности теплотехнических качеств и размеры ограждающих конструкций заносятся в компьютерную программу. По результатам расчетов получают исходные данные о теплопотерях для проектирования систем отопления зданий.

Расчетные данные о теплотехнических качествах и размерах ограждающих конструкций здания заносятся в «Энергетический паспорт здания», форма которого будет представлена в главе 8 учебника. В энергетический паспорт заносятся данные о термическом сопротивлении всех наружных ограждающих конструкций и приведенный трансмиссионный коэффициент термического сопротивления, вычисляемый по формуле (2.4).

2.2. Современные конструкции наружных ограждений зданий с повышенной теплозащитой

Одним из первых примеров значительного повышения теплоизоляции выпускавшихся в 70-х годах железобетонных панелей является законченное в 1983 г. строительство административного здания Госстроя СССР в Москве по ул. Б. Дмитровка, д. 26 (ныне в этом здании расположена Верхняя палата Российского парламента — Совет Федерации).

При разработке проекта здания в 1978 г. ставилась задача применить энергосберегающие мероприятия для показа возможностей снижения расходов теплоты на отопление и вентиляцию. Отечественная промышленность выпускала в те годы только однослойные железобетонные стеновые конструкции с внешней декоративной отделкой. Из таких железобетонных плит построено большинство жилых и общественных зданий в период 1960—1995 гг.

Толщина железобетонной стеновой панели равна $\delta = 0,3$ м и коэффициент теплопроводности материала $\lambda = 1,51$ Вт/(м·°С). По формуле (2.1), вычислив термическое сопротивление этой железобетонной панели, получим $R_x = 0,3/1,51 = 0,198$ м²·°С/Вт.

Для повышения термического сопротивления наружных стен было принято решение после сборки каркаса здания нанести методом напыления на внутреннюю поверхность наружных стен слой теплоизоляционного материала типа «Изополи» толщиной $\delta = 0,04$ м с коэффициентом теплопроводности $\lambda = 0,0197$ Вт/(м·°С).

Материал обладает огнестойкостью и устойчивостью химического состава, не дает испарений в помещение вредных газов. Нанесенный напылением тонкий слой тепловой изоляции «Изополи» обеспечил термическое сопротивление этого слоя $R_{из} = 0,04/0,0197 = 2,03$ м²·°С/Вт.

Поверхности бетонных панелей, покрытых тепловой изоляцией, одинаковы и общее термическое сопротивление теплоизолированных наружных стен в этом административном здании по формуле (2.2) составило:

$$R_{к.из} = R_k + R_{из} = 0,198 + 2,03 = 2,228 \text{ м}^2 \cdot \text{°С/Вт}.$$

Если бы в построенном административном здании наружные стены сохранились в первоначальном виде заводского изготовления, то коэффициент термического сопротивления по формуле (2.3) составил: $R_o = 1/8,7 + 0,198 + 1/23 = 0,356$ м²·°С/Вт.

Поверхность наружных стен этого административного здания $F = 4180$ м², трансмиссионные тепловые потоки через них по формуле (2.4) составили бы:

$$Q_{т.пот.тр} = \frac{4180(20 + 26)}{0,356} = 540 \text{ кВт}.$$

Коэффициент термического сопротивления изолированной наружной стены по формуле (2.3) составил:

$$R_{о.из} = 1/8,7 + 2,228 + 1/23 = 2,386 \text{ м}^2 \cdot \text{°С/Вт}.$$

Вычислим трансмиссионные теплотокки для варианта наружной стены со слоем напыленной теплоизоляции

$$Q_{т.пот.тр} = \frac{4180(20 + 26)}{2,386} = 80,6 \text{ кВт}.$$

Применение тепловой изоляции обеспечило сокращение трансмиссионных теплопотерь на величину $(540 - 80,6) \cdot 100 / 540 = 85$ %.

Опыт сооружения административного здания с тепловой изоляцией наружных ограждений показал, что трансмиссионные потери могут быть сокращены на 85 %.

С выходом Федерального Закона Российской Федерации № 28-ФЗ от 03.04.1996 г. «Об энергосбережении» в большинстве регионов России приняты местные территориальные строительные нормы теплотехнического проектирования гражданских зданий с учетом энергосбережения, так называемые ТСН. В этих нормах зафиксированы требования по увеличению приведенного термического сопротивления теплопередаче ограждающих конструкций [50,51].

Так, например, для климата Московского региона приведенное сопротивление теплопередаче должно быть не менее: для стен $2,0 \text{ м}^2 \cdot ^\circ\text{C}/\text{Вт}$, для покрытий — $3,2 \text{ м}^2 \cdot ^\circ\text{C}/\text{Вт}$; перекрытий чердачных $3,2 \text{ м}^2 \cdot ^\circ\text{C}/\text{Вт}$, для окон и балконных дверей — $0,6 \text{ м}^2 \cdot ^\circ\text{C}/\text{Вт}$.

Для районов России с более суровым климатом требуемые величины приведенных термических сопротивлений наружных ограждающих конструкций должны быть увеличены [47].

Для выполнения требований по теплозащите зданий домостроительными комбинатами в России освоено производство трехслойных конструкций наружных стеновых панелей. В качестве тепловой изоляции широкое применение получили плиты типа «Rockwool» (что переводится как — «каменная шерсть»). Они изготавливаются из базальтовых вулканических пород (камней) путем предварительного расплава породы при температуре 1500°C . Из расплавленной каменной массы путем ее разлива на вращающиеся диски получают волокна, которые скручиваются и образуют жесткие плиты толщиной от 50 до 150 мм. Среди скрученных волокон удерживаются частицы воздуха, что повышает теплоизоляционные свойства материала. Плиты «Rockwool» имеют малый вес, плотность $140 \text{ кг}/\text{м}^3$, низкую теплопроводность $\lambda = 0,036 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot ^\circ\text{C})$. Материал теплоизоляции огнестоек и может применяться для изоляции трубопроводов с высокой температурой (например, дымовых каналов). Теплоизоляция «Rockwool» производится в России (г. Железнодорожный Моск. обл.) и широко применяется в строительстве. На рис. 2.1 показано конструктивное решение тепловой изоляции железобетонных плит перекрытия здания.

Сверху на железобетонную плиту перекрытия 1 наносится слой горячего битума 2, выполняющего роль пароизоляции от проникновения влажного воздуха через перекрытие. Одновременно слой горячего битума 2 является приклеивающим слоем для накладываемых на него теплоизоляционных плит 3. Сверху теплоизоляционных плит 3 наносится слой проклеивающего гидроизоляционного состава 4, на который наносится из рулона слой гидроизоляционного ковра 5.

Наличие слоя теплоизоляции 3 толщиной до 150 мм позволяет выполнить требования СНиП [47] и увеличить термическое со-

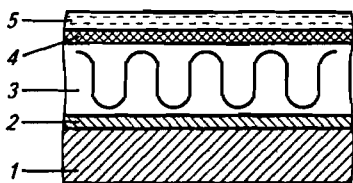


Рис. 2.1. Устройство кровельного покрытия со слоем теплоизоляции из плит «Rockwool» по железобетонному основанию.

1 – несущая железобетонная плита; 2 – прокладка поверхности горячим битумом, выполняющим роль пароизоляции; 3 – теплоизоляционные плиты «Rockwool»; 4 – слой приклеивающего гидроизоляционного состава; 5 – гидроизоляционный ковер из рулонных наплавляемых материалов

противление перекрытия в климате Москвы до нормируемой величины $R_{\text{пер}} = 3,2 \text{ м}^2 \cdot \text{°C/Вт}$.

При строительстве промышленных и общественных зданий (например, торгово-развлекательных центров) для устройства стен используются навесные панели типа «Сэндвич». Зазор между двумя профилированными листами из тонколистовой стали толщиной 0,5 мм, поверхность которых защищена пластмассовым покрытием, заполняется теплоизоляционным слоем из пенополиуретана. Толщина тепловой изоляции из пенополиуретана может быть от 50 до 150 мм, что изменяет термическое сопротивление панели «Сэндвич» от 2,5 до $7,6 \text{ м}^2 \cdot \text{°C/Вт}$.

Монтаж панелей «Сэндвич» происходит легко, с малыми трудозатратами, так как они имеют ширину 900 мм и длину до 1200 мм. Удельная масса панелей 14 кг/м^2 , что в сотни раз легче железобетонных плит. Плотность швов между собранными панелями обеспечивается резиновыми прокладками и швозаделочным герметиком типа «Макрофлекс».

При реконструкции пятиэтажных зданий массовой постройки 60-х годов прошлого века используется метод нанесения изоляционных плит из полистирола или минеральной ваты. В Московской области имеется положительный опыт значительного сокращения теплотеперь здания благодаря нанесению на наружную поверхность стены слоя теплоизоляции и декоративной отделки.

На рис. 2.2 показаны конструктивные решения наружных стен без изоляции (а) и с теплоизоляцией (б) толщиной 75 мм. Кроме этого, показаны графики изменения температуры по глубине строительных конструкций.

Стена из щелевых керамических блоков 1 имеет значительные трансмиссионные теплотери (рис. 2.2, а). Внутри кирпичной кладки 1 отмечается низкая температура – около 0 °C . Это может приводить к тому, что проникающий в кирпичную кладку влаж-

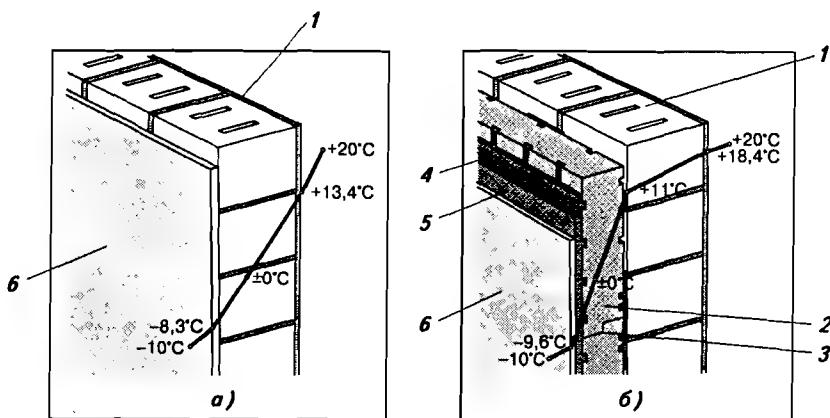


Рис. 2.2. Теплоизоляция наружных стен существующих зданий

1 – наружная стена из щелевых кирпичных блоков; 2 – теплоизоляционная плита из полистирола; 3 – замковые соединения соседних плит; 4 – сетка для нанесения отделочного материала (штукатурки); 5 – штукатурка; 6 – слой наружной силикатной краски

ный воздух будет конденсировать содержащиеся в нем водяные пары с образованием влаги, которая будет замерзать при низких температурах наружного воздуха. Замерзание воды внутри строительных конструкций вызывает их быстрое разрушение.

Кроме этого, при температурах наружного воздуха, близких к 0°C , влага может проникать на внутреннюю поверхность стены, которая становится мокрой.

Это приводит к разрушению отделочного слоя на внутренней стене, ухудшает внешний вид, и мокрая поверхность стен дискомфортна для человека.

Значительное (до 10 раз) снижение трансмиссионных теплопотерь через стены достигается креплением на кирпичных блоках 1 с помощью специальных дюбелей изоляционных плит 2 из полистирола. Плиты на торцах имеют замковые окончания 3, что позволяет создать плотное примыкание между ними при креплении на поверхности стен. К теплоизоляционным плитам 2 прикрепляется сетка 4 для нанесения штукатурного раствора 5. Поверхность штукатурного раствора 5 покрывается влагоустойчивой силикатной декоративной краской 6.

На рис. 2.2, б видно, что температура материала, близкая к 0°C , имеет место по сечению теплоизолирующих плит, которые не пропускают влагу, и нет опасности ее замерзания внутри строительных материалов. На внутренней поверхности стен устанавливается более высокая температура ($+18,4^{\circ}\text{C}$) по сравнению

с температурой (+13,4 °С) на внутренней поверхности стены без тепловой изоляции (рис. 2.2, а). Поддержание на внутренней поверхности стены температуры 18,4 °С, близкой к температуре внутреннего воздуха +20 °С, обеспечивает ощущение людьми теплового комфорта в помещении.

В г. Лыткарино Московской обл. реконструкция пятиэтажных зданий проводилась без отселения жильцов. На плоской крыше устанавливался металлический каркас, который позволял, помимо нанесения тепловой изоляции на наружные стены, строить дополнительные жилые помещения на надстраиваемых верхних этажах. Продажа этой дополнительной жилой площади полностью окупала стоимость работ по увеличению теплозащитных свойств наружных ограждений здания. Одновременно достигаемое значительное сокращение расхода теплоты на систему отопления здания позволило понизить оплату жильцами за услуги отопления. На вводе горячей воды в каждое реконструированное здание устанавливались счетчики расхода теплоты жильцами, обязательное применение которых требуется законом № 28-ФЗ «Об энергосбережении». По конкретным замерам расхода теплоты производилась оплата теплоснабжающим организациям.

Вторым источником повышенных теплопотерь являются применявшиеся в строительстве 60–95-х годов окна и балконные двери. С целью снижения теплопотерь через окна и балконные двери домостроительными комбинатами с 1996 г. изготавливаются новые конструкции окон.

Термозащищенные наружные трехслойные панели с проемами непосредственно после выемки из опалубки на заводе-изготовителе заполняются окнами и балконными дверьми новой конструкции. Окна и балконные двери делаются с деревянными или пластмассовыми рамами, в которых герметично крепятся стеклопакеты с двойным остеклением.

На рис. 2.3 показана современная теплозащитная конструкция окна. Деревянная коробка 1 вставляется на заводе-изготовителе в отверстие, предусмотренное при изготовлении трехслойной наружной панели. Для повышения герметичности пространство между оконной или дверной коробкой 1 и отверстиями в трехслойной панели заполняется вспенивающимся составом (пеной) в сочетании с герметизирующими мастиками.

Оконные рамы 2 по периметру прилегания к коробке 1 имеют профильные резиновые прокладки 3. Для уплотнения установки в раму 2 пакета двойного 4 и одинарного 5 остекления служат крепежные прижимные накладки 6.

По сравнению с прежде применявшимися конструкциями окон термическое сопротивление новых конструкций окон увеличено в два раза, до требуемого по нормам [47] $R_{ок} = 0,6 \text{ м}^2 \cdot \text{°С/Вт}$.

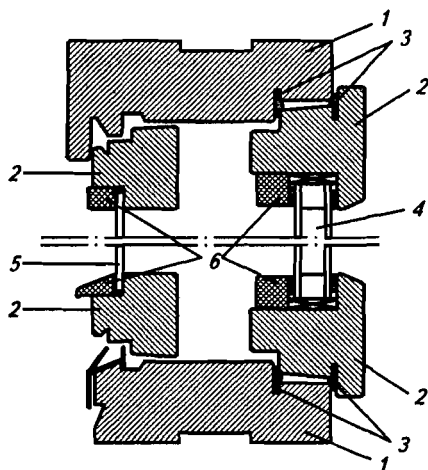


Рис. 2.3. Теплозащитная конструкция окон

1 – деревянная коробка, герметично закрепляемая в проеме трехслойной наружной панели; 2 – деревянная рама; 3 – профильные резиновые прокладки для обеспечения герметичного прилегания рамы к коробке; 4 – стеклопакет с двойным остеклением; 5 – стеклопакет с одинарным остеклением; 6 – прижимные крепежные накладки

2.3. Сопротивление воздухопроницанию ограждений

В холодный период года воздух в помещении при $t_v = +20 \text{ °С}$ и комфортной относительной влажности $\varphi = 30 \text{ \%}$ имеет массовую плотность $\rho_v = 1,2 \text{ кг/м}^3$. В расчетных условиях холодного периода года в климате Москвы при температуре $t_{нх} = -26 \text{ °С}$ и относительной влажности $\varphi_{нх} = 90 \text{ \%}$ массовая плотность наружного воздуха значительно больше – $\rho_{нх} = 1,45 \text{ кг/м}^3$. Между двух сторон ограждающих конструкций здания образуется перепад давлений, обусловленный разностью массовых плотностей холодного наружного и теплого внутреннего воздуха. Через неплотности в строительных конструкциях под воздействием разности плотностей $(\rho_{нх} - \rho_v)$ происходит движение наружного воздуха в помещение. Набегающий снаружи ветер также увеличивает давление холодного воздуха на ограждение.

При наличии неплотностей в наружных ограждениях большее давление холодного воздушного потока приведет к нерегулируемому поступлению холодного воздуха внутрь помещения. Такое

неорганизованное поступление наружного воздуха в помещение называют *инфильтрацией*.

С заветренной стороны здания под воздействием потоков ветра может создаваться разрежение у наружных стен и через неплотности внутренний воздух будет выходить наружу. Такой неорганизованный выход наружу внутреннего воздуха через неплотности в наружных ограждениях называют *эксфильтрацией*.

Процесс обмена внутреннего воздуха с наружной средой и соседними помещениями называют воздушным режимом здания.

В каждом здании существуют помещения, где сосредоточены выделения вредных для здоровья людей газов, паров и испарений. В жилых домах такими помещениями являются кухня, санузел, ванная и постирочная комнаты. При приготовлении пищи на газовых плитах выделяются вредные продукты горения газа, испарения от приготовляемой пищи, запахи, избыточная теплота. Все эти выделения в жилых домах традиционно удаляются естественной вытяжкой. Конструктивно местная вытяжка устраивается в форме вытяжного отверстия под потолком помещения кухни и это отверстие соединено с вертикальным каналом, заканчивающимся вытяжной шахтой над крышей здания.

Аналогичные вытяжные отверстия, соединенные со своим вытяжным каналом, устраиваются в санузлах, ванных комнатах, постирочных.

Перемещение загазованного и отопленного воздуха из мест вытяжки происходит под воздействием разности массовых плотностей холодного наружного и теплого вытяжного воздуха.

Движущая энергия естественной вытяжной вентиляции (гравитационная тяга) вычисляется по формуле:

$$P = H (\rho_n - \rho_v) g, \text{ Па}, \quad (2.8)$$

где H — расстояние от вытяжной решетки до среза вытяжной шахты, м; $g = 9,8 \text{ м/с}^2$ — ускорение силы тяжести.

На рис. 2.4 представлена схема естественной канальной вытяжной вентиляции из кухонь квартир в многоэтажном жилом здании. В один вертикальный сборный канал 1 с помощью попутчиков 2, минимальная длина которых должна быть не менее 2 м, присоединены вытяжные отверстия 3 из кухонь квартир на этажах. Применение попутчиков 2 для присоединения вытяжных отверстий 3 к общему сборному каналу 1 объясняется требованиями пожарной безопасности для препятствия распространению дыма по каналу 1 из горящей квартиры в нижележащих этажах.

Используем данные на рис. 2.4 для определения по формуле (2.8) располагаемого давления для движения вытяжного воздуха

из кухонь первого и последнего этажей. На вытяжку из кухонь поступает воздух с температурой $t_y = 24^\circ\text{C}$ и влажностью $\phi = 40\%$, что отвечает массовой плотности $\rho = 1,18\text{ кг/м}^3$.

В прежних конструкциях окон с наличием щелей между коробкой и рамой основным местом поступления (инфильтрации) наружного воздуха являлись недостаточно герметичные окна. Через щели в окнах в помещения поступал холодный наружный воздух, подогрев которого до комнатной температуры $+20^\circ\text{C}$ возлагался на отопительные приборы в помещении.

Для рассматриваемой на рис. 2.4 схемы параметры наружного воздуха примем для Москвы: $t_{н.х} = -26^\circ\text{C}$, $\rho_{н.х} = 1,45\text{ кг/м}^3$.

Для вытяжки из кухни первого этажа по формуле (2.8) получим:

$$P_{\text{рас.1}} = 27,5 (1,45 - 1,18) 9,8 = 72,77\text{ Па.}$$

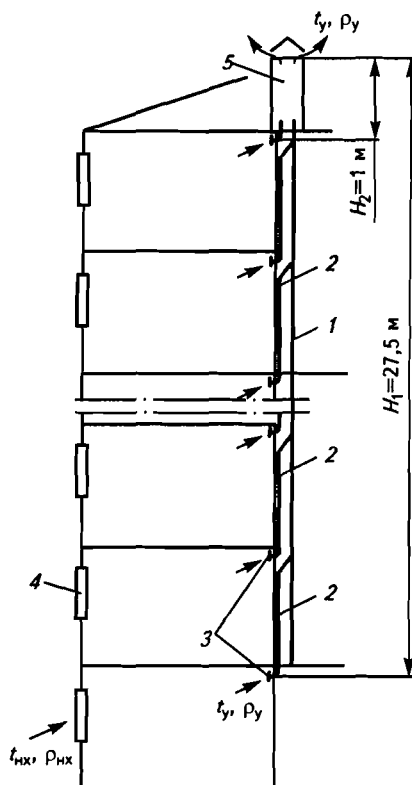


Рис. 2.4. Схема естественной канальной вытяжной вентиляции из кухонь квартир многоэтажного жилого дома

1 – сборный вытяжной канал; 2 – попутчики для предотвращения попадания дыма при пожаре; 3 – вытяжные отверстия из кухни; 4 – окно; 5 – вытяжная шахта

Для вытяжки из кухни последнего этажа получим: $P_{\text{рас.10}} = 1 (1,45 - 1,18) 9,8 = 2,65 \text{ Па}$.

Приведенный расчет показывает, что в холодный период года движущая энергия для естественной вытяжки из помещений первого этажа в $72,77/2,65 = 27,5$ раза больше по сравнению с последним этажом. При наличии в здании недостаточно герметичных окон, балконных дверей и дверей на лестничной клетке приводит к значительно большему поступлению в квартиры первых этажей холодного наружного воздуха. Этим объясняется переохлаждение помещений на первых этажах.

В санузлах и ванных комнатах вытяжки подводятся к общему для этих помещений сборному вертикальному каналу с устройством воздухопроводов-попутчиков. Организация вытяжки из этих помещений одновременно с вытяжкой из кухни еще больше увеличивает нагрузку на отопительные приборы помещений, в которые инфильтрацией поступает холодный приточный воздух.

Применение за последние годы в строительстве новых герметичных конструкций окон, балконных дверей и дверей на лестничной площадке привело к неудовлетворительной работе естественных вытяжных систем. Отсутствие неорганизованной инфильтрации наружного воздуха через неплотности в строительных конструкциях понизило нагрузки на отопительные системы, но создало в помещениях неблагоприятные санитарно-гигиенические качества внутреннего воздуха.

Из синтетических и отделочных материалов в комнаты постоянно выделяются вредные газы и запахи. Для их удаления необходимо постоянное поступление в обитаемые помещения свежего наружного воздуха и удаление вытяжной вентиляцией вредных, образующихся от жизнедеятельности людей, выделений вредных газов от оборудования и строительных материалов.

По требованиям СНиП [46] в обитаемые помещения площадью $F_{\text{обит}}, \text{ м}^2$, должно поступать приточного наружного воздуха $3 \text{ м}^3/\text{ч}$ на 1 м^2 :

$$L_{\text{п.н}} = F_{\text{обит}} 3 \text{ м}^3/\text{ч}. \quad (2.9)$$

Для сохранения стабильности воздушного режима в квартире и в помещении количество приточного наружного воздуха $L_{\text{п.н}}$ должно быть примерно равно количеству удаляемого вытяжными системами загазованного воздуха L_y :

$$L_{\text{п.н}} \approx L_y, \text{ м}^3/\text{ч}. \quad (2.10)$$

Для выполнения этого требования в современных домах с герметичными окнами предлагается в оконной коробке устраивать

регулируемые щели для поступления наружного воздуха. По мнению автора, метод применения в окнах для приточной вентиляции регулируемых щелей имеет серьезный недостаток, так как не обеспечивает снижения тепловой нагрузки на системы отопления. Выше, в разделе 2.1 в расчете по формуле (2.6) показано, что в современных теплозащищенных зданиях потребная тепловая мощность для нагрева санитарной нормы приточного наружного воздуха составляет 81 % требуемой мощности отопительного прибора. Поэтому организованное поступление приточного наружного воздуха через регулируемые щели в оконной коробке не решает важнейшего вопроса — снижения расходов тепловой энергии на круглогодичное функционирование зданий.

Наиболее энергетически рациональный путь обеспечения устойчивого воздушного режима в здании показан на вышеприведенном примере административного здания Совета Федерации в Москве. Принципиальная схема приточно-вытяжной механической вентиляции с утилизацией теплоты вытяжного воздуха на нагрев приточного наружного воздуха показана на рис. 2.5.

В подвале здания смонтированы приточные агрегаты *I*, имеющие аппараты для круглогодичного приготовления приточного наружного воздуха $L_{п.н.}$, забираемого через шахту, выведенную во внутреннем дворе на высоту 6 м. На плоском перекрытии здания смонтированы вытяжные агрегаты *II*, в каждый из которых поступает отепленный загазованный воздух из определенного вытяжного канала: из санузлов; из верхней зоны залов заседаний; из кухни в столовой.

Приточный $L_{п.н.}$ и вытяжной (удаляемый) L_v воздух забираются через воздушные клапаны *1* и первоначально очищаются в фильтрах *2*. Вытяжной воздух зимой имеет среднюю температуру $t_{y1} = +25\text{ }^{\circ}\text{C}$. Приточный наружный воздух в расчетных условиях холодного периода года имеет температуру $t_{нх} = t_{н1} = -26\text{ }^{\circ}\text{C}$.

В вытяжном агрегате *II* после фильтра *2* расположен теплообменник *4*, по трубкам которого от работы насоса *б* проходит незамерзающая жидкость — антифриз. После фильтра *2* в приточном агрегате *I* установлен теплообменник *3*, по трубкам которого проходит от работы насоса *б* антифриз.

Через стенки оребренных трубок теплообменника *3* холод наружного приточного воздуха $L_{п.н.}$ передается на охлаждение антифриза до температуры $t_{аф2} = -4\text{ }^{\circ}\text{C}$. По соединительным трубопроводам *5* от работы насоса *б* охлажденный антифриз поступает противотоком в оребренные трубки теплообменника *4*, где антифриз нагревается до температуры $t_{аф1} = +4\text{ }^{\circ}\text{C}$ теплой, отводимой из вытяжного воздуха L_v . Между теплообменниками *3* и *4* в установившемся режиме сохраняется следующий баланс теплообмена.

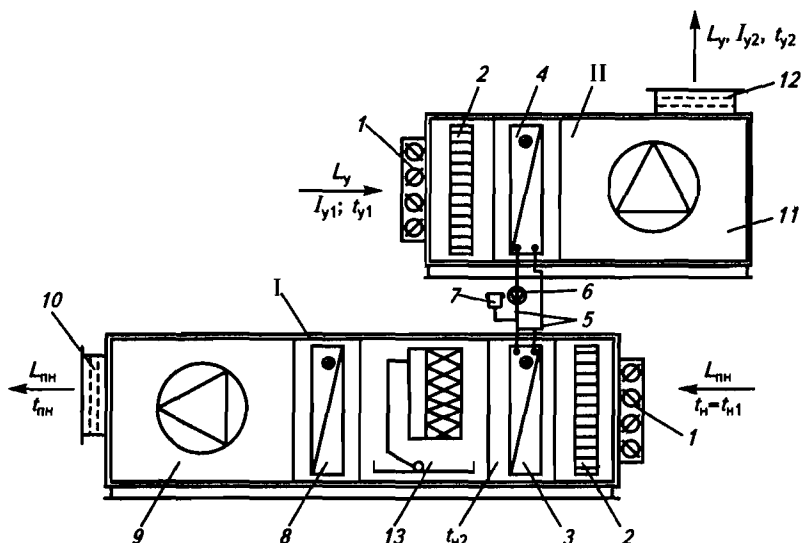


Рис. 2.5. Схемы приточного I и вытяжного II агрегатов по энергосберегающей технологии приготовления приточного наружного воздуха

1 – многостворчатый воздушный клапан с ручным или автоматическим приводом; 2 – фильтр для очистки воздуха; 3 – теплоотдающий теплообменник; 4 – теплоизвлекающий теплообменник; 5 – соединительные трубопроводы; 6 – насос циркуляции промежуточного теплоносителя-антифриза; 7 – герметичный расширительный сосуд; 8 – калорифер подогрева от подачи в трубки горячей воды; 9 – приточный вентилятор; 10 – патрубок для присоединения приточного воздуховода; 11 – вытяжной вентилятор; 12 – патрубок присоединения воздуховода выброса воздуха; 13 – блок адиабатного увлажнения воздуха

В теплообменнике 4 количество извлекаемой теплоты из вытяжного воздуха определится по уравнению:

$$Q_{т.у} = L_y \rho_y (I_{y1} - I_{y2}) = G_{аф} c_{аф} (t_{аф1} - t_{аф2}), \text{кДж/ч}, \quad (2.11)$$

где L_y – расход удаляемого внутреннего воздуха, $\text{м}^3/\text{ч}$; I_{y1} и I_{y2} – соответственно энтальпии (теплосодержания) удаляемого воздуха до и после теплоизвлекающего теплообменника 4, кДж/кг ; ρ_y – средняя массовая плотность удаляемого воздуха, кг/м^3 ; $G_{аф}$ – массовый расход антифриза, кг/ч ; $c_{аф}$ – теплоемкость антифриза $\text{кДж}/(\text{кг} \cdot ^\circ\text{C})$; $t_{аф1}$ и $t_{аф2}$ – соответственно температура антифриза на выходе и входе в теплоотдающий теплообменник 4, $^\circ\text{C}$.

В теплообменнике 3 количество переданной на нагрев приточного наружного воздуха утилизированной теплоты из вытяжного воздуха определится по уравнению:

$$Q_{т.п.н.у} = L_{п.н} \rho_{п.н} c_p (t_{н2} - t_{н1}) = G_{аф} c_{аф} (t_{аф1} - t_{аф2}), \text{кДж/ч}, \quad (2.12)$$

где $L_{п.н}$ — расход приточного наружного воздуха, м³/ч; $\rho_{п.н}$ — средняя массовая плотность приточного наружного воздуха, кг/м³; c_p — теплоемкость приточного наружного воздуха, кДж/кг·°С; $t_{н2}$, $t_{н1}$ — температуры приточного наружного воздуха после и до теплоотдающего теплообменника 3, °С.

В условиях установившегося теплового режима правые части уравнения (2.11) и (2.12) равны и соответственно равны и левые части, следовательно:

$$Q_{т.у} = Q_{т.п.н.у} = L_y \rho_y (I_{y1} - I_{y2}) = L_{п.н} \rho_{п.н} c_p (t_{н2} - t_{н1}), \text{ кДж/ч. (2.13)}$$

При охлаждении вытяжного воздуха с высокой влажностью в теплоизвлекающем теплообменнике 4 происходит процесс охлаждения с одновременной конденсацией влаги из вытяжного воздуха. Показатель энтальпии влажного воздуха I_y одновременно оценивает содержащуюся в воздухе явную теплоту, зависящую от величины температуры воздуха, и скрытую теплоту (теплота парообразования), зависящую от содержания во влажном воздухе водяных паров. Поэтому в процессе охлаждения и осушения воздуха в теплообменнике 4 до минимально допустимой температуры $t_{y2} = +4$ °С к антифризу передается больше теплоты, чем в процессе охлаждения только при снижении температуры удаляемого воздуха до $t_{y2} = +4$ °С, но без конденсации из вытяжного воздуха влаги.

Обычно вытяжной воздух в жилых зданиях забирается из кухни, ванной, постирочной, где от бытовых влаговыделений повышается влагосодержание воздуха. Поэтому процесс его охлаждения в теплообменнике 4 протекает с обильной конденсацией влаги. Для избежания замерзания выпадающей на поверхности оребренных трубок теплообменника 4 влаги расчет режимов утилизации рекомендуется проводить при достижении $t_{y2} \geq +4$ °С и ограничении охлаждения антифриза в трубах теплообменника 3 не ниже $t_{аф2} \geq -4$ °С.

Применение в приточно-вытяжных системах установок утилизации позволяет до 60 % сократить расход теплоты на нагрев приточного наружного воздуха.

Работа организованной приточно-вытяжной вентиляции создает устойчивый воздушный режим в помещениях, отвечающий условию (2.10).

2.4. Тепловлажностный режим ограждений

Тепловлажностный режим помещений зависит от температуры и влажности воздуха и материала строительных конструкций.

Параметры влажного воздуха удобно оценивать с помощью *I-d*-диаграммы профессора Л.К. Рамзина. На рис. 2.6 показан внешний вид диаграммы, а на рис. 2.7 – нахождение параметров, определяющих состояние влажного воздуха в точке В.

Уровень нагретости воздуха характеризуется его температурой t_v в градусах Цельсия ($^{\circ}\text{C}$). Степень насыщения воздуха водяными парами характеризуется показателем относительной влажности φ_v . Количество водяных паров в воздухе характеризуется показателем влагосодержания d_v , г/кг. Сумма теплоты нагретости воздуха и водяных паров характеризуется показателем энтальпии I_v , кДж/кг. Если влажный воздух охлаждать при постоянном влагосодержании, то при достижении определенной температуры воздух становится полностью насыщенным. Температура, отвечающая такому состоянию, называется температурой точки росы $t_{в.р}$, $^{\circ}\text{C}$.

При снижении температуры насыщенного воздуха ниже точки росы $t_{в.р}$, $^{\circ}\text{C}$ из воздуха начнет конденсироваться влага. Если влажный воздух находится в строительном материале и охлаждается теплопроводностью ниже точки росы $t_{в.р}$, то из воздуха в материале будет конденсироваться влага. Присутствие влаги в материале увеличивает теплопроводность материала, что в наружных ограждениях будет приводить к возрастанию трансмиссионных теплопотерь.

Если температура влажного материала становится ниже 0°C , то влага в материале замерзнет. Замерзание влаги в строительном материале приводит к его разрушению, намоканию внутренних стен, повреждению внутренней отделки.

При расчете принятой структуры ограждающих конструкций необходимо проверить температуру материала t_m на отсутствие конденсации на его внутренней поверхности:

$$t_m > t_{в.р}, ^{\circ}\text{C} \quad (2.14)$$

Температура материала t_m должна быть выше температуры точки росы $t_{в.р}$ находящегося в материале влажного воздуха. При анализе качества конструкций наружных стен по рис. 2.2 отмечено, что повышение термического сопротивления их путем включения дополнительных теплоизоляционных устройств обеспечивает выполнение условия (2.14).

В разделе 2.1 проведен анализ влияния теплотехнических качеств ограждающих конструкций на формирование теплового режима в отапливаемом помещении. Для формирования комфортных температурных условий необходимо обеспечивать температуру на поверхности строительных конструкций близкой к комфортной температуре воздуха $t_v = +20^{\circ}\text{C}$.

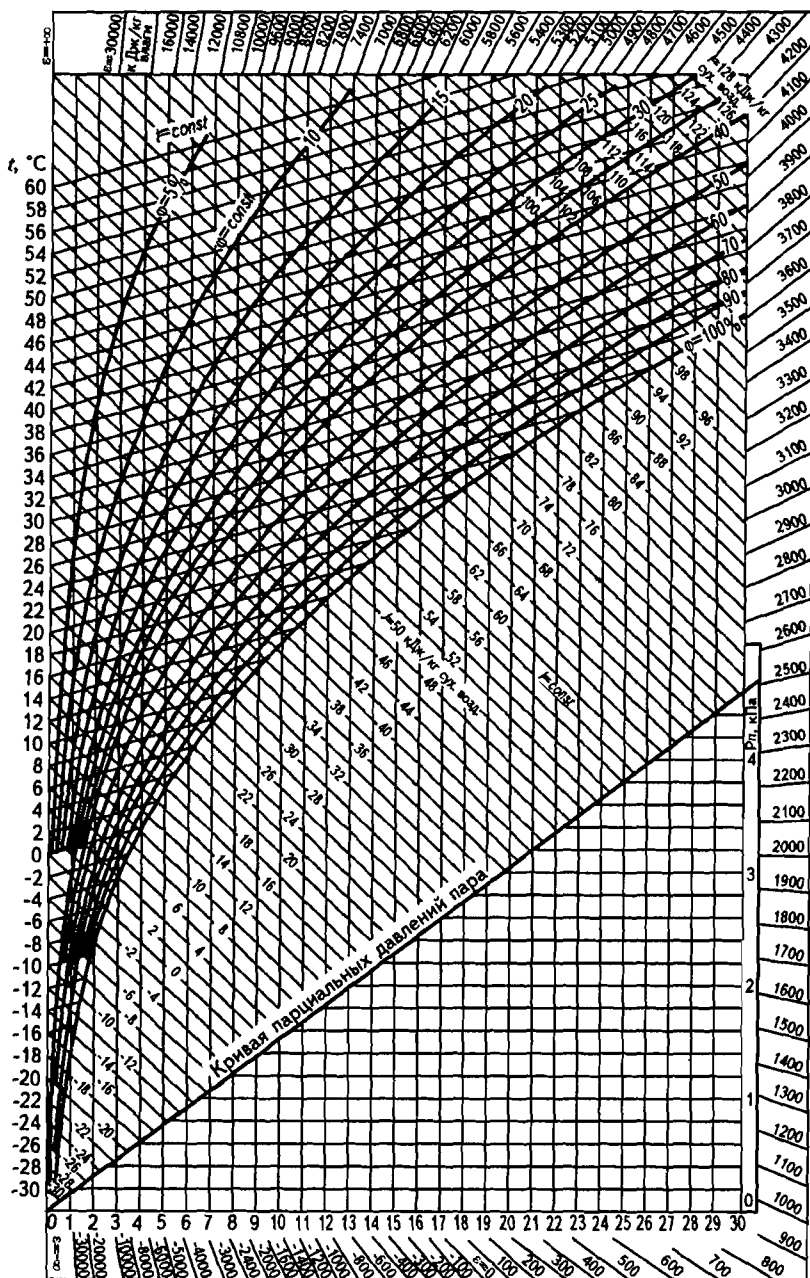


Рис. 2.6. Внешний вид I-d-диаграммы проф. Л.К. Рамзина

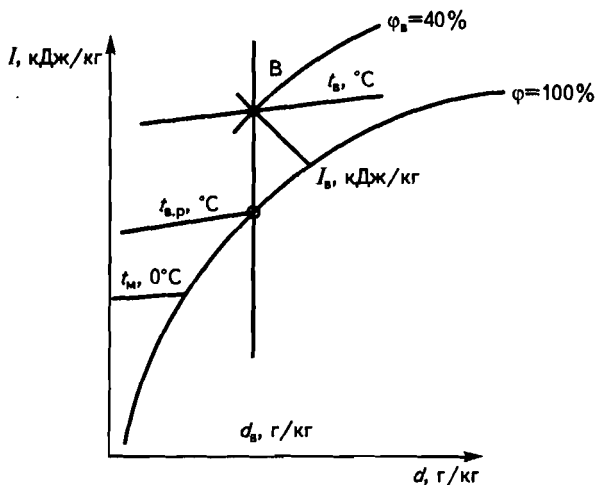


Рис. 2.7. Нахождение на I - d -диаграмме параметров влажного воздуха
 t_b – температура, °C; d_b – влагосодержание, г/кг; φ_b – степень насыщения воздуха водяными парами, %; $\varphi = 100\%$ – полностью насыщенный водяными парами воздух; I_b – энтальпия воздуха, кДж/кг; $t_{a,p}$ – температура точки росы влажного воздуха, °C; $t_m = 0^\circ\text{C}$ – температура строительного материала при 0°C , когда замерзает вода

Исследованиями установлено, что изменение температуры в каждом слое многослойного ограждения пропорционально термическому сопротивлению рассматриваемого слоя. Перепад между температурами воздуха в обитаемой зоне t_b и температурой на внутренней поверхности ограждения τ_b выражается соотношением:

$$\frac{t_b - \tau_b}{t_b - t_{н.х}} = \frac{R_b}{R_0}. \quad (2.15)$$

Термическое сопротивление на внутренней поверхности стены может быть найдено из выражения:

$$R_b = \frac{1}{\alpha_b}, \text{ м}^2 \cdot ^\circ\text{C}/\text{Вт}. \quad (2.16)$$

Коэффициент теплоотдачи от внутренней поверхности стены к воздуху α_b может быть принят $8,7 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C})$. Тогда по формуле (2.16) получим $R = 1/8,7 = 0,115 \text{ м}^2 \cdot ^\circ\text{C}/\text{Вт}$.

Из соотношения (2.15) можем получить выражение для вычисления температуры на внутренней поверхности наружных ограждений:

$$\tau_{\text{в}} = t - \frac{R_{\text{в}}}{R_0}(t_{\text{в}} - t_{\text{н.х}}), \text{ }^{\circ}\text{C}. \quad (2.17)$$

Общее термическое сопротивление наружного ограждения вычисляется по формуле (2.3). В разделе 2.1 для трехслойной стеновой утепленной панели вычислено сопротивление $R_0 = 1,96 \text{ м}^2 \cdot \text{C}/\text{Вт}$. Наиболее низкие температуры на внутренней поверхности наружных ограждений будут наблюдаться в расчетных условиях низких температур наружного воздуха, которые для климата Москвы — $t_{\text{н.х}} = -26 \text{ }^{\circ}\text{C}$. Используем эти данные для вычисления по формуле (2.17) температуры на внутренней поверхности трехслойной утепленной наружной стены:

$$\tau_{\text{в}} = 20 - \frac{0,115}{1,96}(20 + 26) = 17,3 \text{ }^{\circ}\text{C}.$$

Для комфортного самочувствия в помещении в зимний период года температура воздуха в обитаемой зоне (где находятся люди) должна быть $t_{\text{а}} = +20 \text{ }^{\circ}\text{C}$, что определяет первое условие комфортности.

Второе условие комфортности теплового состояния человеческого организма определяется радиационным теплообменом поверхности тела человека с внутренними поверхностями строительных конструкций.

В зимний период времени комфортное самочувствие сохраняется при температуре внутренних поверхностей строительных конструкций не ниже $\tau_{\text{в}} \geq 16 \text{ }^{\circ}\text{C}$.

Для нахождения температуры материала $t_{\text{х}}$ в любой точке x по глубине строительной конструкции используется выражение:

$$t_{\text{х}} = t_{\text{в}} - \frac{R_{\text{вх}}}{R_0}(t_{\text{в}} - t_{\text{н.х}}), \text{ }^{\circ}\text{C}. \quad (2.18)$$

В выражении (2.18) термическое сопротивление $R_{\text{вх}}$ вычисляется по слоям в строительной конструкции от внутренней поверхности ограждения до рассматриваемого сечения x в толще ограждения. Расчетами по выражению (2.18) находится положение сечения с температурой материала $0 \text{ }^{\circ}\text{C}$, при которой может замерзать влага. На рис. 2.2 показано, что применение теплоизоляционных влагонепроницаемых плит в наружных стенах смещает температуру $0 \text{ }^{\circ}\text{C}$ в сторону слоев к наружному воздуху и предохраняет от замерзания влаги в слоях наружных стен, прилегающих к внутренней поверхности.

2.5. Расчет требуемой тепловой мощности систем отопления

Расчет требуемой мощности системы отопления здания начинается с нахождения величины теплового потока на покрытие трансмиссионных теплопотерь $\Sigma Q_{\text{т.пот.тр.}}$, Вт, методика определения которых изложена в разделе 2.1.

Вторым важнейшим составляющим расходов тепловой мощности на системы отопления является определение расходов ее на подогрев приточного наружного воздуха, поступающего в помещение здания от неорганизованной инфильтрации через неплотности в строительных конструкциях. В справочной литературе приведены величины коэффициентов воздухопроницаемости $K_{\text{и}}$ и методики расчета поступающего в помещения приточного наружного воздуха. В нормах [46] оговорено, что неорганизованное поступление наружного воздуха должно быть не менее санитарных норм, что подробно рассмотрено в разделе 2.1 для жилых и административных зданий.

Применение в последние годы в строительстве окон повышенной герметичности практически устранило инфильтрацию наружного воздуха, что значительно ухудшило качество воздушной среды в жилых помещениях.

Применение регулируемых щелевых отверстий в оконных коробках позволяет выполнить санитарные требования по поступлению в помещения санитарной нормы наружного воздуха.

По выражению (2.6) вычисляется расход теплоты на нагрев приточного наружного воздуха до комнатной температуры $t_{\text{в}} = +20^\circ\text{C}$. Эти затраты теплоты $\Sigma Q_{\text{т.пн}}$ также входят в расчет требуемой тепловой мощности систем отопления.

В бытовых и служебных помещениях имеются тепловыделения $\Sigma Q_{\text{т.выд.}}$, которые снижают требуемую мощность системы отопления.

По результатам проведенных расчетов определяется требуемая тепловая мощность системы отопления здания:

$$\Sigma Q_{\text{т.от.зд}} = \Sigma Q_{\text{т.пот.тр.}} + \Sigma Q_{\text{т.пн}} - \Sigma Q_{\text{т.выд.}}, \text{ Вт.} \quad (2.19)$$

При применении в здании организованной приточно-вытяжной вентиляции с установкой в приточных и вытяжных агрегатах устройств утилизации теплоты вытяжного воздуха для нагрева приточного наружного воздуха (см. схему на рис. 2.5) затраты теплоты на подогрев подаваемого в помещения суммарного (по санитарной норме) количества наружного воздуха $\Sigma L_{\text{пн}}$ сокращается на величину:

$$\Sigma Q_{\text{т.п.н.у}} = \Sigma L_{\text{п.н}} \rho_{\text{п.н}} c_p (t_{\text{н2}} - t_{\text{н1}}) / 3,6, \text{ Вт.} \quad (2.20)$$

В случае использования методов энергосбережения требуемая тепловая мощность системы отопления определяется по уравнению:

$$\Sigma Q_{\text{т.от.зд}} = \Sigma Q_{\text{т.пот. тр}} + \Sigma Q_{\text{т.п.н}} - \Sigma Q_{\text{т.выд}} - \Sigma Q_{\text{т.п.н.у}}, \text{ Вт.} \quad (2.21)$$

Методика расчета количества утилизируемой теплоты вытяжного воздуха на нагрев приточного наружного воздуха $\Sigma Q_{\text{т.п.н.у}}$ подробно излагается в главе 3.

Контрольные вопросы

1. Каким показателем определяется способность строительных конструкций проводить теплоту?
2. Как определяется термическое сопротивление многослойных строительных конструкций?
3. По какой формуле определяются трансмиссионные теплопотери через наружные ограждения здания?
4. Каким уравнением определяются расходы теплоты на нагрев инфильтрационного воздуха?
5. Какова санитарная норма подачи приточного наружного воздуха в жилые помещения?
6. Какова санитарная норма подачи приточного наружного воздуха в административное служебное помещение?
7. Как обеспечивается повышение термического сопротивления ограждающих конструкций здания?
8. Чем характеризуются современные ограждающие конструкции здания?
9. Приведите примеры современных ограждающих конструкций здания.
10. Как отразилось на тепловлажностном режиме жилых помещений применение современных герметичных окон?
11. Какими показателями определяется движущая сила в системах естественной вентиляции?
12. Чем определяется стабильность воздушного режима помещения?
13. Каким способом достигается значительное сокращение расхода теплоты от центральных источников теплоснабжения, требуемой для нагрева санитарной нормы приточного наружного воздуха?
14. Какие составляющие определяют требуемую тепловую мощность системы отопления здания?

Глава 3. КОНСТРУКТИВНЫЕ ОСОБЕННОСТИ НАГРЕВАТЕЛЬНЫХ ПРИБОРОВ ДЛЯ РАЗЛИЧНЫХ МЕТОДОВ ОТОПЛЕНИЯ

3.1. Конструктивные особенности отопительных печей

На рис. 3.1 представлена конструктивная схема комнатной отопительной печи.

На фундаменте 1 производится кладка кирпичей конструкции комнатной отопительной печи. Над полом 2 отапливаемого поме-

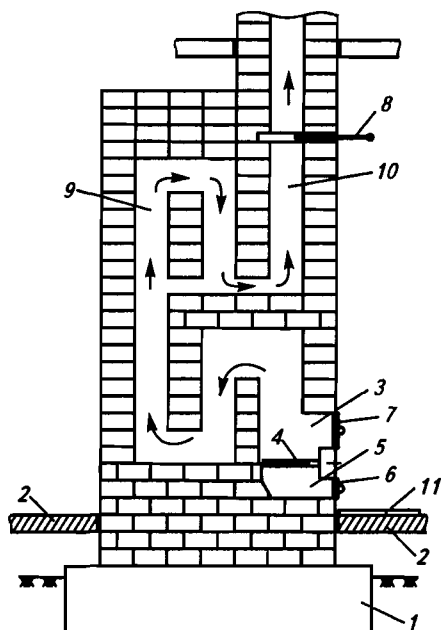


Рис. 3.1. Конструкция комнатной отопительной печи

1 – фундамент в земле; 2 – пол квартиры; 3 – топливник печи; 4 – чугунная решетка; 5 – канал поступления воздуха для горения топлива; 6 – дверца регулирования поступления воздуха в топливник печи; 7 – дверка топливника для загрузки дров; 8 – заслонка регулирования выброса дымовых газов; 9 – многоходовые каналы в кирпичной кладке печи для прохода горячих дымовых газов; 10 – вертикальный канал в кирпичной кладке, заканчивающийся дымоходной трубой над крышей дома; 11 – предохранительный металлический лист

щения в кирпичной кладке устраивается топливник 3, нижняя часть которого имеет чугунную решетку 4, располагаемую над каналом 5 поступления воздуха, необходимого для горения топлива.

Канал 5 имеет регулируемую дверцу 6, степень открытия которой регулируется поступление воздуха к топливнику 3 и соответственно процесс горения топлива (обычно дров и реже — каменного угля). Часто канал 5 с регулируемой дверцей 6 называют «поддувалом».

Через дверку 7 топливник загружается дровами и средствами ускорения начала горения дров. Такими средствами наиболее часто являются березовая кора и тонко отщипанные сухие полоски дерева (лучина). Для создания тяги и протекания процесса горения открывается заслонка 8, которая устанавливается в конце многоходовых кирпичных каналов (газоходов) на вертикальном канале 10, соединенном с вертикальной дымовой трубой (на рис. 3.1 не показана).

При сгорании в топливнике 3 дров дверца 6 в поддувальном канале открыта и через нее поступает внутренний воздух.

Для пожарной безопасности пол 2 перед топливником 3 покрывается металлическим листом 11. Он предохраняет пол от возгорания при случайном выпадении из топливника и поддувала горящих частей дров, угля и шлака. Для сжигания 1 кг сухих дров требуется подавать в топливник 6,9–7,2 м³ воздуха, при сжигании каменного угля и антрацита 16,8–18 м³, природного газа 18–19,5 м³.

При сгорании дров образуются дымовые газы в объеме, вычисляемом по формуле:

$$L_{д.г} = L_{в} \left(1 + \frac{t_{д.г}}{273} \right), \text{ м}^3 / \text{кг}, \quad (3.1)$$

где $L_{в}$ — расход воздуха для сгорания 1 кг сухих дров (7,2 м³/кг); $t_{д.г}$ — средняя температура дымовых газов в подъемном кирпичном канале печи, °C; $\frac{1}{273}$ — температурный коэффициент объемного расширения газов, °C⁻¹.

При горении дров средняя температура дымовых газов вычисляется по формуле:

$$t_{д.г} = 565 - (m - 2)100, \text{ °C}, \quad (3.2)$$

где m — кратность объема впускаемого через поддувало в топливник воздуха; обычно $m = 2$.

Тогда по формуле (3.2) получим:

$$t_{д.г} = 565 - (2 - 2) 100 = 565 \text{ °C}.$$

Высокая температура дымовых газов требует применения кладки стен дымоходов 9 и 10 значительной толщины. Это обеспечивает накопление в материале кирпичей значительного количества теплоты и получение на поверхности печи температуры не выше 40 °С, что предохраняет от ожогов. Значительная протяженность внутренних дымоходов 9 в печи и большая масса кирпичной кладки печи позволяют накапливать в ней значительные количества теплоты.

В жилых квартирах топка печи проводится обычно в вечернее время. За 3 ч в кладке печи накапливается такое количество теплоты, которого хватает для поддержания в помещении температуры воздуха не ниже +18 °С до следующей топки.

После окончания топки, о чем судят по отсутствию огней на головешках, заслонкой 8 перекрывают канал 10. Это позволяет более длительное время удерживать теплоту, аккумулированную в кирпичной кладке печи. Выбор времени закрытия заслонки 8 имеет важное значение для обеспечения безопасности жильцов. Отмечались случаи, когда заслонка 8 закрывалась ранее полного сгорания дров и в процессе последующего тления остатков дров в жилые комнаты попадал угарный газ, что вызывало смертельные отравления людей.

В суровую зиму декабря 2002 г. имели место случаи прорыва теплотрасс в ряде городов и поселков России. Для временного обеспечения теплотой жильцов на период проведения ремонтных работ в квартирах устанавливались комнатные металлические печи, а металлические дымоходы от них выводились через форточки наружу. Такие печи (называемые в народе «буржуйками») не обладают хорошими теплоаккумуляционными качествами, в силу чего по окончании топки они быстро остывают. Для длительного отопления они требуют непрерывной длительной топки, как правило, с большим расходом топлива. Кроме того, из-за высокой температуры раскаленных металлических поверхностей (свыше 500 °С) они представляют собой источник высокой пожарной опасности и поэтому требуют постоянного наблюдения.

3.2. Конструктивные особенности радиаторов

С появлением в начале XIX в. водяных систем отопления в качестве отопительных приборов стали применять чугунные радиаторы и ребристые трубы. Для придания радиаторам декоративной отделки при их отливке в формах предусматривались на поверхности отливок украшающие детали в виде цветочных узоров.

При последующем массовом применении в системах водяного отопления радиаторов в их конструкциях основное внимание уделялось повышению теплоотдачи. Это достигалось устройством оребрения и каналов, организующих восходящие потоки нагреваемого в радиаторе внутреннего воздуха. В настоящее время на рынке в России имеется большой выбор отечественных и зарубежных конструкций радиаторов.

На рис. 3.2 показано конструктивное решение отечественного отопительного прибора, собранного из радиаторных чугунных секций МС-140.

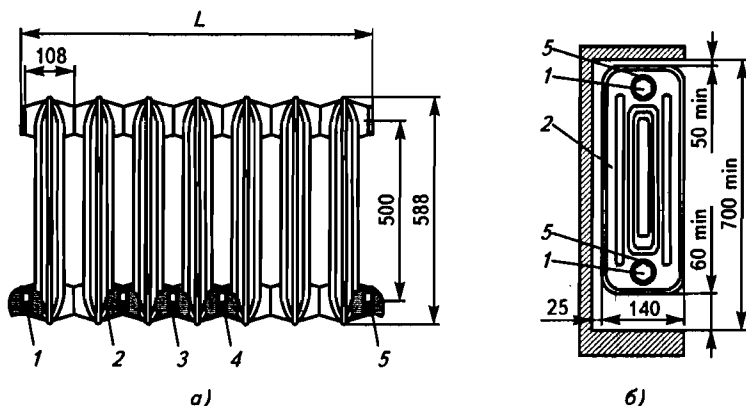


Рис. 3.2. Конструкция отопительных приборов из секций чугунных радиаторов типа МС-140

1 – пробки с резьбой; 2 – чугунная секция; 3 – ниппель с двухсторонней резьбой для соединения секций; 4 – прокладка для уплотнения секций в местах установки ниппелей; 5 – прокладка для установки пробки

Каждая секция 2 имеет внутренние вертикальные каналы для прохода воды и по два отверстия с резьбой сверху и снизу. Между собой секции 2 собираются с помощью резьбовых ниппелей, заворачиваемых по резьбе в верхней и нижней частях секций. Число соединяемых между собой секций определяет увеличение требуемой поверхности радиатора. От числа собранных в радиаторе секций зависит длина L радиатора (рис. 3.2, а).

На рис. 3.2, б показан вид сбоку радиатора при встраивании в подоконную нишу. Даны минимальные расстояния в мм, которые должны быть обеспечены при монтаже радиатора в подоконной нише без ухудшения теплотехнических показателей этого отопительного прибора.

В общественных зданиях, часто в подоконной нише, радиаторы закрываются декоративными панелями с отверстиями. Такой способ улучшения внешнего вида помещения отрицательно ска-

зывается на теплотехнических качествах отопительных приборов, так как большинство их можно условно назвать приборами «дыхательного» типа, то есть они должны свободно «дышать» — омываться конвективными восходящими потоками воздуха.

Показанные на рис. 3.2, а прокладки у пробок и ниппелей выполняются из таких материалов, которые обеспечивают надежную герметичность при рабочих температурах горячей воды, поступающей в радиаторы. При температуре теплоносителя менее 100 °С для уплотнений служат прокладки из картона, пропитанного в кипящей натуральной олифе. При теплоносителе с температурой до 140 °С используется термостойкая резина, а при теплоносителе свыше 140 °С — прокладки из паронита. Чугунные радиаторы рассчитаны на рабочее давление теплоносителя 0,6 МПа (6 кгс/см²).

В последние годы на рынке отопительно-вентиляционной техники России появились разнообразные конструкции стальных и алюминиевых радиаторов.

На рис. 3.3, а показан алюминиевый радиатор итальянской фирмы. Характерной особенностью их является образование внутренних воздушных каналов при сборке секций, что интенсифицирует конвективную отдачу теплоты к воздуху. Создание при сборке алюминиевых секций в радиатор сплошной передней греющей поверхности интенсифицирует радиационную теплоотдачу.

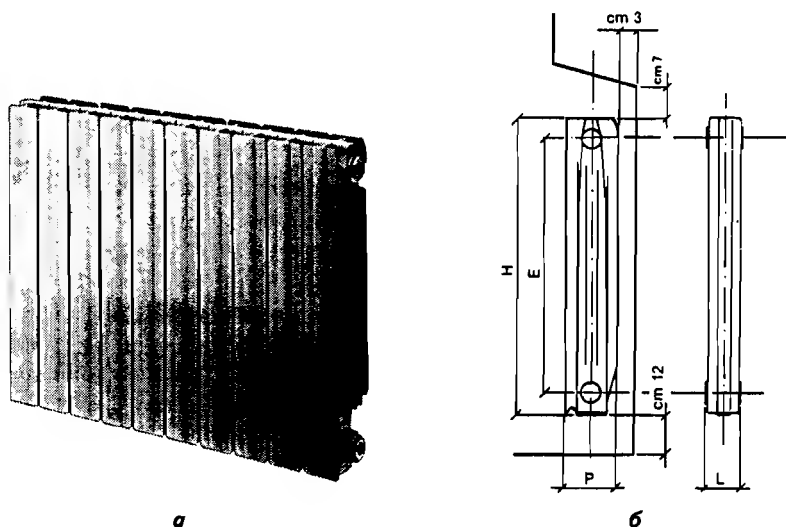
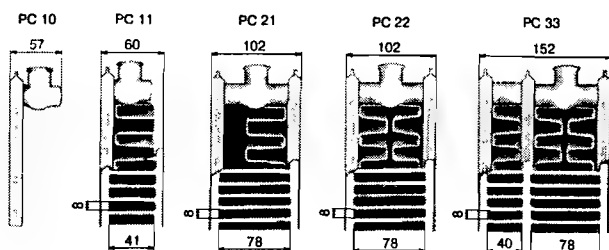


Рис. 3.3. Алюминиевый секционный радиатор (а) и рекомендуемые размеры его установки у строительных конструкций в помещении (б)

Алюминиевые радиаторы имеют малый вес и хороший внешний вид по сравнению с чугунными. Размер по высоте алюминиевых секций H колеблется от 330 до 780 мм. Ширина одной секции $L = 75$ мм, а глубина $P = 100$ мм.

На рис. 3.3, б показаны схема и некоторые рекомендуемые минимальные размеры в см установки радиатора у строительных конструкций.

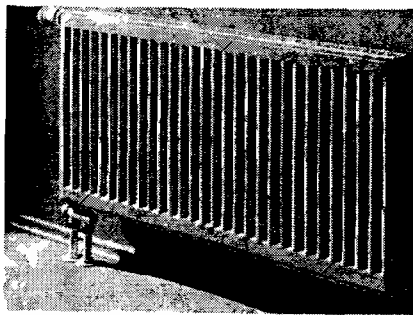
На рис. 3.4, а показано конструктивное решение пяти типов стальных радиаторов. Радиатор типа РС10 имеет наименьшую глубину и состоит из вертикальных каналов для прохода воды, образованных соединенными штампованными стальными листами.



а



б



в

Рис. 3.4. Конструктивные решения и внешний вид стальных штампованных радиаторов

а) – пять конструктивных решений стальных штампованных радиаторов; б) – конструктивное решение ребрения наружных стенок стальных штампованных радиаторов; в) – внешний вид стального радиатора в квартире с нижней разводкой трубопроводов, проложенных в заливке пола

Для обеспечения высокой коррозионной устойчивости при длительной эксплуатации в системах водяного отопления при производстве стальных штампованных радиаторов наружная и внутренняя поверхности стальных пластин проходят пятикратную обработку поверхностей: щелочную промывку, фосфатирование, электрофорезную грунтовку окунанием, покраску эпоксидным порошком и последняя стадия обработки – это обжигание при температуре 200 °С. Окраска поверхностей радиаторов с качественной подготовкой и окраской внутренних и наружных поверхностей стальных листов с последующим обжигом гарантирует многолетнюю прочность поверхностного слоя.

При анализе схемы теплообмена между водой и воздухом через металлическую стенку по схеме на рис. 1.5 показано, что коэффициенты теплоотдачи $\alpha_{\text{вн}}$ от потока горячей воды к стенке отопительного прибора значительно больше коэффициентов теплоотдачи от стенки к нагреваемому потоку воздуха $\alpha_{\text{н}}$.

Для интенсификации процессов нагрева воздуха используют конструктивный прием увеличения поверхности теплоотдачи к воздуху путем устройства оребрения разделительной пластины. Радиаторы типов от РС11 до РС33 имеют оребрения пластин стальных радиаторов. Гофрированные ребра приваривают к стальной пластине до проведения пятикратной антикоррозионной обработки поверхности. Поэтому перечисленные выше последовательные процессы защиты поверхности стальных радиаторов проводятся для каждого конструктивного решения при наличии оребрения наружной поверхности.

3.3. Конструктивные особенности конвекторов

Конвектором называется отопительный прибор, выполненный из стальных труб, на которые наносится пластинчатое оребрение. Конвекторы поставляются на стройку в собранном виде и их монтаж сводится к креплению теплообменника на кронштейнах, заделываемых в стену под подоконником, и соединению патрубков теплообменников с трубами циркуляции горячей воды в системе отопления.

На рис. 3.5 представлена конструкция отечественного отопительного прибора-конвектора ОАО «Сантехпром» с ручным регулированием расхода нагреваемого воздуха через нагревательный теплообменник 1. Путем поворота ручки 2 воздушного клапана, установленного в съемном кожухе 3 выше нагревательного элемента 1, достигается изменение количества проходящего через прибор воздуха.

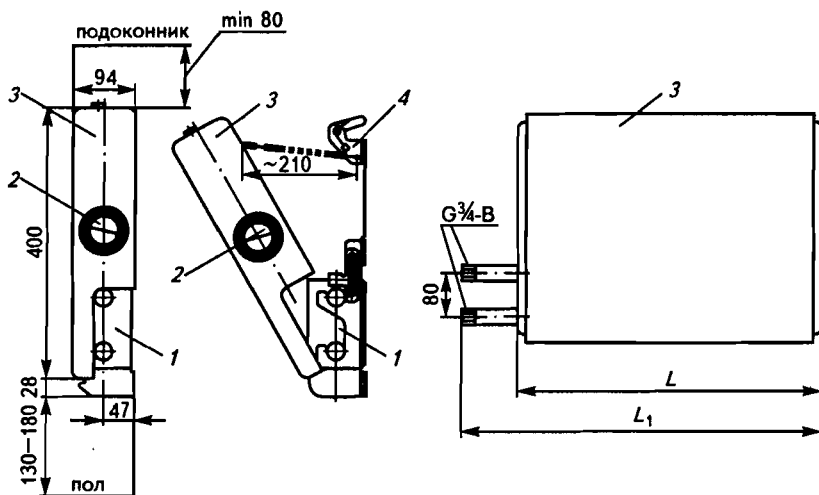


Рис. 3.5. Конструкция отечественного отопительного прибора-конвектора ОАО «Сантехпром» малой глубины с ручным регулированием теплоотдачи
1 – нагревательный теплообменник; 2 – поворотные ручки регулировочного воздушного клапана; 3 – съемный кожух; 4 – скобы для навешивания конвектора на кронштейны, заделанные в стену под подоконником

Конвектор навешивается скобами 4 к кронштейнам, закрепленным в стене под подоконником. Расстояние от пола до нижней части кожуха 3 должно быть не менее 130 мм, что обеспечивает свободное поступление внутреннего воздуха к оребренному нагревательному теплообменнику 1.

В табл. 3.1 представлены выпускаемые типоразмеры, габаритные размеры и паспортная тепловая производительность конвекторов малой глубины по специальным расчетным данным.

Поворотом ручек 2 перекрывается сечение для прохода воздуха через нагревательный теплообменник 1, что вызывает снижение тепловой производительности конвектора. Благодаря наличию на рынке широкой градации конструктивных решений конвекторов (см. табл. 3.1) можно подобрать требуемую тепловую производительность конвектора. В отличие от радиаторов не требуется при увеличении тепловой производительности отопительного прибора наращивать число собираемых секций, что создает дополнительные соединения, в которых может быть нарушена герметичность. При применении конвекторов различной тепловой производительности сохраняется только два соединения к трубопроводам, что значительно повышает эксплуатационную надежность отопительных приборов на базе конвекторов.

Технические характеристики конвектора «Сантехпром» малой глубины

Обозначения конвектора		Монтажный номер	Номинальный тепловой поток $Q_{\text{н}}$, кВт	Размеры, мм				Число пластин оребрения, шт.	Масса (с кронштей- нами), кг	
Концевой	Проходной			Длина кожуха L	Длина элемента по оребрению	Конце- вой	Общая длина L ₁	Расстояние между осями кронштейнов	Конце- вой	Проход- ной
КСК20-0,4 К	КСК20-0,4 П	У 1	0,4	646	468	716	766	432	40	7,78 8,06
КСК20-0,479 К	КСК20-0,479 П	У 2	0,479	742	564	812	862	528	48	8,88 9,07
КСК20-0,655 К	КСК20-0,655 П	У 3	0,655	646	540	716	766	432	91	11,43 11,62
КСК20-0,787 К	КСК20-0,787 П	У 4	0,787	742	636	812	862	528	107	12,79 12,98
КСК20-0,918 К	КСК20-0,918 П	У 5	0,918	838	744	908	958	624	125	14,24 14,43
КСК20-1,049 К	КСК20-1,049 П	У 6	1,049	934	840	1004	1054	720	141	15,60 15,79
КСК20-1,18 К	КСК20-1,18 П	У 7	1,18	1030	936	1100	1150	816	157	16,96 17,15
КСК20-1,311 К	КСК20-1,311 П	У 8	1,311	1126	1032	1196	1246	912	173	18,32 18,51
КСК20-1,442 К	КСК20-1,442 П	У 9	1,442	1222	1128	1292	1342	1008	189	19,68 19,87
КСК20-1,573 К	КСК20-1,573 П	У 10	1,573	1318	1230	1388	1438	1104	206	21,09 21,28
КСК20-1,704 К	КСК20-1,704 П	У 11	1,704	1414	1326	1484	1534	1200	222	22,45 22,64
КСК20-1,835 К	КСК20-1,835 П	У 12	1,835	1510	1422	1580	1630	1296	238	23,81 24,00
КСК20-1,966 К	КСК20-1,966 П	У 13	1,966	1606	1524	1676	1726	1392	255	25,22 25,41

3.4. Конструктивные особенности нагревательных приборов для воздушных систем отопления

Воздушные системы отопления рационально сочетать с приточной вентиляцией помещений. В качестве нагревательных приборов для повышения температуры подаваемого в помещения воздуха применяются теплообменники, которые часто называют калориферами. Наибольшее применение в системах воздушного отопления и вентиляции получили калориферы отечественного производства типа КСк3 и КСк4, конструктивные особенности которых показаны на рис. 3.6.

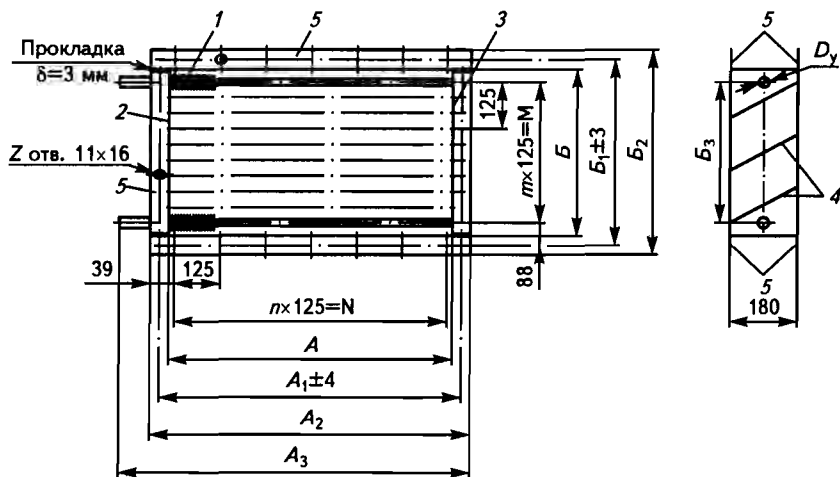


Рис. 3.6. Конструкция теплообменников для нагрева воздуха калориферов КСк3 и КСк4

1 – теплообменный элемент – биметаллическая оребренная трубка; 2 – трубная решетка с приваренными патрубками; 3 – трубная решетка; 4 – наклонные перегородки в трубных решетках; 5 – щитки с овальными отверстиями для соединения калорифера с воздуховодами

В качестве теплообменного элемента применены биметаллические оребренные трубки 1. Эти трубки изготавливаются по оригинальному отечественному методу.

На стальную трубу диаметром 16×1,6 мм надевается толстостенная алюминиевая труба. Полученное двойное соединение труб закладывается во вращающийся прокатный конус. При вращении прокатного конуса из алюминиевой трубы выдавливаются гладкие ребра с наружным диаметром 39 мм и шагом расположения ребер по длине трубы 2,8 мм.

Концы стальных труб завариваются в трубные решетки 2 и 3, которые разделены наклонными перегородками 4, образующими многоходовое движение воды по теплоотдающим трубам 1 в фасадном сечении. Трубные решетки 2 и 3 закрываются приварными крышками. Крышка на трубной решетке 2 имеет два приварных патрубка диаметром D , к которым присоединяются трубопроводы подачи и возвращения горячей воды, проходящей по ходам, образованным перегородками 4. В калориферах № 6 и № 10 осуществляется шестиходовое движение воды. В калориферах № 11 и № 12 — восьмиходовое движение. Для соединения калорифера с приточными воздуховодами или с перегородками в приточных агрегатах служат щитки 5, в которых предусмотрены овальные отверстия размером 11×16 мм для установки соединительных болтов и герметизирующих прокладок.

Индекс КСк3 обозначает калорифер из трех рядов оребренных трубок по глубине прохода нагреваемого воздуха. Индекс КСк4 обозначает наличие четырех рядов оребренных трубок по глубине.

Теплотехническая эффективность работы калориферов определяется опытными формулами:

Для калориферов КСк3 коэффициент теплопередачи:

$$k = 29 (\nu p)^{0,45} w^{0,14}, \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{С}), \quad (3.3)$$

Для калориферов КСк4 коэффициент теплопередачи:

$$k = 25,2 (\nu p)^{0,515} w^{0,17}, \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{С}), \quad (3.4)$$

где νp — массовая скорость воздуха в фасадном сечении калорифера, $\text{кг}/(\text{м}^2 \cdot \text{с})$; w — скорость воды в трубках одного хода теплообменника, $\text{м}/\text{с}$.

Массовая скорость нагреваемого воздуха в фасадном сечении калорифера вычисляется по формуле:

$$(\nu p) = \frac{L\rho}{3600 f_{\phi}}, \text{ кг}/(\text{м}^2 \cdot \text{с}), \quad (3.5)$$

где L — расход воздуха через калорифер, $\text{м}^3/\text{ч}$; ρ — массовая плотность воздуха, $\text{кг}/\text{м}^3$; 3600 — перевод $\text{м}^3/\text{ч}$ в $\text{м}^3/\text{с}$; f_{ϕ} — фронтальное сечение расположения оребренных трубок в калорифере, м^2 .

Фронтальное сечение для прохода воздуха через теплообменные элементы вычисляется по данным табл. 3.2 по формуле:

$$f_{\phi} = A B, \text{ м}^2. \quad (3.6)$$

Таблица 3.2

Технические характеристики калориферов КСк3 и КСк4

№ калорифера	Тип калорифера	Размеры, мм										Поверхность нагрева, м ²	Живое сечение по теплоносителю, м ²	Количество ходов		Рядность калорифера	Масса, кг	Гидравлический коэффициент, А
		A	A ₁	A ₂	A ₃	B	B ₁	B ₂	D ₁	N	M			n	m			
6	КСк3	538	578	602	684	503	551	575	25	500	375	10,85	0,00085	4	3	3	39,9	13,4
	КСк4											14,26	0,00111			4	41,2	18
7	КСк3	663	703	727	809	503	551	575	25	625	375	13,37	0,00085	5	3	3	46,1	14,6
	КСк4											17,57	0,00111			4	48,0	19
8	КСк3	788	828	852	943	503	551	575	25	750	375	15,89	0,00085	6	3	3	52,8	15,8
	КСк4											20,88	0,00111			4	54,7	20
9	КСк3	913	953	974	1059	503	551	575	25	875	375	18,41	0,00085	7	3	3	59,2	17
	КСк4											24,19	0,00111			4	68,5	22
10	КСк3	1163	1203	1227	1309	503	551	575	25	1125	375	23,45	0,00085	9	3	3	74,2	20
	КСк4											30,82	0,00111			4	81,9	24
11	КСк3	1663	1703	1727	1774	1003	1951	1075	40	1625	875	68,01	0,00129	13	7	3	183,7	37
	КСк4											90,04	0,00171			4	220,5	50
12	КСк3	1663	1703	1727	1774	1503	1551	1575	50	1625	1375	192,5	0,00194	13	11	3	266,3	58
	КСк4											236,0	0,00258			4	340,6	78

Скорость воды в трубках одного хода калорифера вычисляется по формуле:

$$w = \frac{G_w}{\rho_w 3600 f_w}, \text{ м/с}, \quad (3.7)$$

где G_w — массовый расход воды через калорифер, кг/ч; ρ_w — массовая плотность воды при ее средней температуре в калорифере, кг/м³; f_w — живое сечение одного хода прохода воды в калорифере (принимается по данным табл. 3.2), м².

Теплотехническую эффективность режимов нагрева воздуха в калориферах удобно оценивать через показатель эффективности, вычисляемый по выражению:

$$\Theta_t = \frac{t_2 - t_1}{t_{гwl} - t_1}, \quad (3.8)$$

где t_2 и t_1 — температура нагреваемого воздуха до и после калорифера, °С; $t_{гwl}$ — начальная температура горячей воды, поступающей в калорифер, °С.

Показатель теплотехнической эффективности является термодинамической оценкой реального процесса нагрева воздуха $(t_2 - t_1)$ к предельно возможному, когда при бесконечном развитии поверхности теплообменника нагретый воздух t_2 приобретает температуру горячей воды $t_{гwl}$. В реальных условиях поверхность калорифера F всегда имеет конечные размеры и показатель теплотехнической эффективности, вычисляемый по выражению (3.8), всегда меньше единицы.

Зависимость показателя Θ_t от гидродинамических условий протекания процесса нагрева удобно оценивать с помощью двух критериев.

Показатель числа единиц переноса явной теплоты:

$$N_t = \frac{kF3,6}{L\rho c_p}, \quad (3.9)$$

где F — поверхность калорифера со стороны оребрения трубок, м², по которой вычислялись опытные значения коэффициентов теплопередачи k , оцениваемые опытными зависимостями вида (3.3) и (3.4); c_p — теплоемкость воздуха, $c_p = 1$ кДж/(кг·°С); 3,6 — переводной коэффициент теплоемкости воздуха c_p в Вт.

Показатель отношения теплоемкостей потоков воздуха и воды:

$$W = \frac{L\rho c_p}{G_w c_w}, \quad (3.10)$$

где c_w — теплоемкость воды, $c_w = 4,2 \text{ кДж}/(\text{кг} \cdot ^\circ\text{C})$.

Наиболее энергетически эффективной является противоточная схема движения воды и воздуха. Для этой схемы найдена аналитическая зависимость показателя теплотехнической эффективности Θ_t от критериев N_t и W .

По этой аналитической зависимости для практических расчетов построен график, представленный на рис. 3.7.

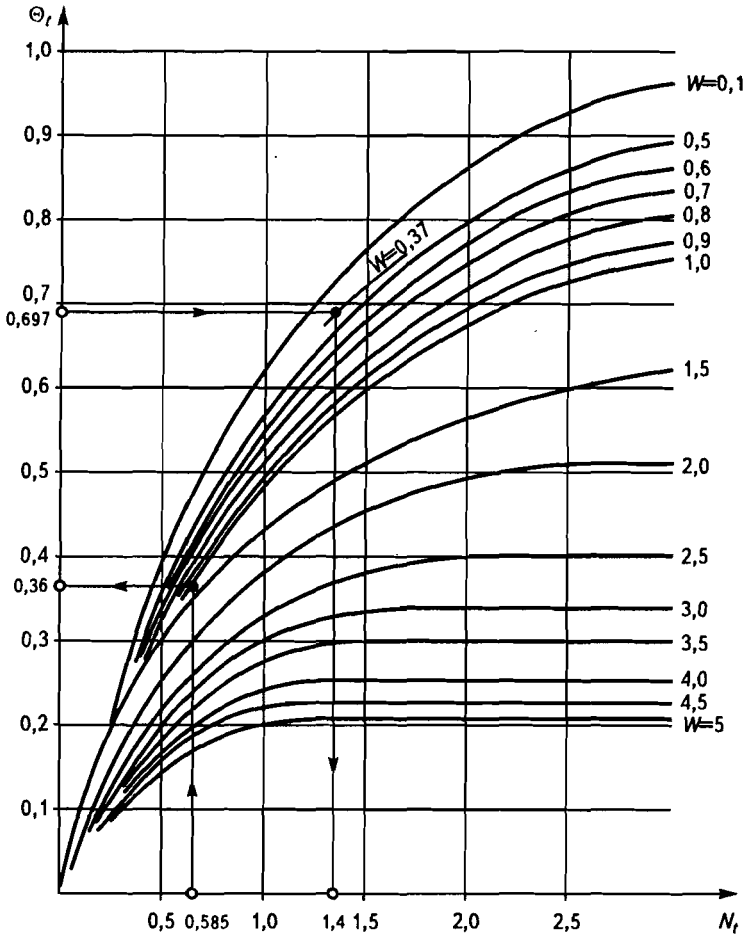


Рис. 3.7. Графическая зависимость показателя теплотехнической эффективности Θ_t для противоточной схемы движения теплообменивающихся сред

При проходе воздуха со стороны оребренных трубок калориферов затрачивается энергия на преодоление аэродинамического сопротивления, которое вычисляется по формулам:

для калориферов КСк3

$$\Delta p = 7,4(v_p)^{1,71} z, \text{ Па}, \quad (3.11)$$

для калориферов КСк4

$$\Delta p = 8,94(v_p)^{1,73} z, \text{ Па}, \quad (3.12)$$

где z — число калориферов одного типоразмера, собранных последовательно по потоку прохождения воздуха.

При прохождении воды по трубкам калориферов затрачивается энергия на преодоление гидравлического сопротивления, которая вычисляется по формулам:

для калорифера КСк3

$$\Delta H_w = A w^2 z_{w1}, \text{ кПа}, \quad (3.13)$$

где A — гидравлический коэффициент, зависящий от длины трубок калорифера и числа ходов; z_{w1} — число последовательно по воде соединенных калориферов.

Для калориферов КСк3 и КСк4 гидравлический коэффициент A определяется по табл. 3.2.

График на рис. 3.7 позволяет проводить расчеты и для режимов нагрева приточного наружного воздуха утилизируемой теплотой из выбросного вытяжного воздуха (см. схему на рис. 2.5). Последовательность расчета режимов нагрева приточного наружного воздуха рассмотрим на конкретном примере.

Пример 3.1. Исходные условия: В помещение столовой в расчетных условиях холодного периода года подается в обеденный зал подогретый приточный наружный воздух с $t_{пн} = +20$ °С и расходом $L_{пн} = 20\,000$ м³/ч. Вытяжка отепленного загазованного воздуха осуществляется через местные отсосы на кухне и из верхней зоны кухни в количестве $L_y = 18\,000$ м³/ч при температуре $t_{y1} = +23$ °С и энтальпии $I_{y1} = 41$ кДж/кг.

Требуется: Провести расчет нагрева приточного воздуха в установке утилизации и калорифере, питаемом горячей водой.

Решение: 1. Задаемся параметрами охлажденного и осушенного воздуха по условиям отсутствия обмерзания конденсата: $t_{y2} = 4$ °С, $I_{y2} = 15,1$ кДж/кг (точка y_2 на рис. 3.8). По формуле (2.11) вычисляем количество извлеченной из вытяжного воздуха теплоты:

$$Q_{т,y} = 18\,000 \cdot 1,25 \cdot (41 - 15,1) = 578\,080 \text{ кДж/ч}.$$

2. По преобразованной формуле (2.13) вычисляем нагрев приточного наружного воздуха утилизируемой теплотой:

$$(t_{н2} - t_{н1}) = \frac{Q_{т.у}}{L_{п.н} \rho_{п.н} c_p}, ^\circ\text{C}$$

или для рассматриваемого примера:

$$\Delta t_{н.у} = (t_{н2} - t_{н1}) = \frac{578\,080}{20\,000 \cdot 1,33 \cdot 1} = 21,6 ^\circ\text{C}.$$

3. Вычисляем температуру приточного наружного воздуха после теплоотдающего теплообменника установки утилизации:

$$t_{н2} = (t_{н1} + \Delta t_{н.у}) = -26 + 21,6 = -4,4 ^\circ\text{C}.$$

4. Приточный и вытяжной агрегаты размещают в помещениях и поэтому температуру замерзания антифриза – этиленгликоля – принимаем $t_{\text{аф.зам}} = -20 ^\circ\text{C}$, концентрацию – 35 %, массовую плотность $\rho_{\text{аф}} = 1050 \text{ кг/м}^3$ и теплоемкость $c_{\text{аф}} = 3,64 \text{ кДж/(кг} \cdot ^\circ\text{C)}$. Температуру нагретого антифриза принимаем $t_{\text{аф1}} = +5 ^\circ\text{C}$, а температуру охлажденного антифриза $t_{\text{аф2}} = -3 ^\circ\text{C}$.

Вычисляем расход антифриза:

$$G_{\text{аф}} = \frac{Q_{т.у}}{(t_{\text{аф1}} - t_{\text{аф2}}) c_{\text{аф}}} = \frac{578\,080}{(5 + 3) \cdot 3,64} = 19\,852 \text{ кг/ч}.$$

5. По формуле (3.10) вычисляем показатель отношения теплоемкостей потоков приточного наружного воздуха и антифриза в теплоотдающем теплообменнике установки утилизации:

$$W_{п.н} = \frac{20000 \cdot 1,34 \cdot 1}{19\,852 \cdot 3,64} = 0,37.$$

6. По выражению (3.8) вычисляем требуемый показатель тепло-технической эффективности теплоотдающего теплообменника для выбранного режима утилизации теплоты вытяжного воздуха:

$$\Theta_{т.п.н} = \frac{t_{н2} - t_{н1}}{t_{\text{аф1}} - t_{н1}} = \frac{-4,4 + 26}{5 + 26} = 0,697.$$

7. По графику на рис. 3.7 при заданных значениях $\Theta_{т.п.н} = 0,697$ и $W_{п.н} = 0,37$ находим требуемую величину показателя $N_t = 1,4$.

На рис. 3.7 ход графического нахождения требуемого показателя N_t показан стрелками.

8. По преобразованному выражению (3.9) вычисляем требуемую удельную тепловую нагрузку на теплоотдающий теплообменник:

$$kF = \frac{N_t L \rho c_p}{3,6}, \text{ Вт/} ^\circ\text{C}. \quad (3.14)$$

Для рассматриваемого примера по выражению (3.14) получим:

$$kF = \frac{1,4 \cdot 20\,000 \cdot 1,34 \cdot 1}{3,6} = 10\,422 \text{ Вт/}^{\circ}\text{С}.$$

9. Массовую скорость воздуха в фасадном сечении калориферов рекомендуется принимать в пределах 2,5–3,5 кг/(м²·°С). Скорость антифриза в трубках рекомендуется $w_{\text{аф}} = 0,8\text{--}1,5$ м/с. При этих условиях коэффициент теплопередачи в калориферах $k \approx 38\text{--}46$ Вт/(м²·°С).

10. Принимаем $k = 40$ Вт/(м²·°С) и оцениваем потребную поверхность теплообменника:

$$F = \frac{kF}{k} = \frac{10\,422}{40} = 261 \text{ м}^2.$$

10.1. По табл. 3.2 оцениваем варианты сборки калориферов, при которых можно получить поверхность нагрева, близкую к требуемой $F = 261$ м². Наиболее подходит сборка последовательно по воздуху калориферов КСк4-12.

10.2. По формуле (3.6) вычисляем фасадное сечение $f_{\text{ф}} = 1,663 \times 1,503 = 2,5$ м².

По формуле (3.5) вычисляем массовую скорость воздуха в фасадном сечении:

$$(v_p) = \frac{20\,000 \cdot 1,34}{3600 \cdot 2,5} = 3 \text{ кг/(м}^2 \cdot \text{с)}.$$

10.3. По формуле (3.7) вычисляем скорость антифриза в трубках при противоточном последовательном проходе через два калорифера:

$$w_{\text{аф}} = \frac{19\,852}{1050 \cdot 3600 \cdot 0,00258} \approx 2 \text{ м/с}.$$

Для сокращения гидравлического сопротивления рационально антифриз подавать параллельно в два калорифера КСк4-12 и скорость антифриза будет $w_{\text{аф}} = 1$ м/с.

10.4. По формуле (3.3) вычисляем коэффициент теплопередачи в калорифере:

$$k = 25,2 \cdot (3)^{0,515} \cdot 1^{0,17} = 43,5 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{}^{\circ}\text{С)},$$

что близко к первоначально принятому.

10.5. Вычисляем достигаемую удельную тепловую производительность:

$$kF = 43,5 \cdot 136,02 \cdot 2 = 11\,828 \text{ Вт/}^{\circ}\text{С}.$$

10.6. Вычисляем процент расхождения действительного и расчетного значения удельной тепловой производительности:

$$\frac{11\,828 - 10\,422}{11\,828} \cdot 100 = 12 \, \%.$$

Наличие такого запаса вполне допустимо (запас допускается до 15 %).

11. Вычисляем по формуле (3.12) аэродинамическое сопротивление собранных последовательно по воздуху двух калориферов КСк4-12:

$$\Delta p = 8,94 \cdot (3)^{1,73} \cdot 2 = 125 \, \text{Па}.$$

12. По формуле (3.13) вычисляем гидравлическое сопротивление прохождению антифриза параллельно по двум калориферам КСк4-12:

$$\Delta H_w = 78 \cdot 1^2 = 78 \, \text{кПа}.$$

Гидравлические коэффициенты A по табл. 3.2 получены для опытов при прохождении по калориферам воды. Вязкость антифриза больше и поэтому гидравлическое сопротивление будет больше на повышающий коэффициент 1,25:

$$\Delta H_{\text{аф}} = \Delta p_w \cdot 1,25 = 7,8 \cdot 1,25 = 97,5 \, \text{кПа}.$$

13. Для работы установки утилизации между теплообменниками в приточном и вытяжном агрегатах от работы насоса циркулирует антифриз (см. схему на рис. 2.5).

В теплоизвлекающий теплообменник охлажденный антифриз поступает с температурой $t_{\text{аф2}} = -3 \, ^\circ\text{C}$.

14. На рис. 3.8 представлено построение на $I-d$ -диаграмме влажного воздуха режимов работы установки утилизации в расчетных условиях холодного периода года в климате Москвы $t_{\text{н.х}} = t_{\text{н1}} = -26 \, ^\circ\text{C}$, (точка H_1).

Нагрев приточного наружного воздуха утилизируемой теплотой вытяжного воздуха достигается до температуры $t_{\text{н2}} = -4,4 \, ^\circ\text{C}$ (точка H_2). Теплота из вытяжного воздуха извлекается из начального состояния в точке y_1 до конечного – в точке y_2 . Соединяем прямой линией точки y_1 и y_2 , и продолжаем эту прямую до кривой полного насыщения влажного воздуха $\phi = 100 \, \%$ в точке f , которая отвечает минимально допустимой средней температуре $t_f = +2 \, ^\circ\text{C}$ на оребренной поверхности теплоизвлекающего теплообменника. Процесс охлаждения и осушения воздуха $y_1 - y_2$ трудно правильно рассчитать. Поэтому автором [23] предложено заменить реальный процесс охлаждения и осушения воздуха на условный режим охлаждения при постоянном влагосодержании $d_f = 4,4 \, \text{г/кг}$ и одинаковом перепаде энтальпий $I_{y1} - I_{y2}$ с реальным режимом охлаждения и осушения вытяжного воздуха. В точке пересечения энтальпии $I_{y1} = 41 \, \text{кДж/кг}$ с вертикалью $d_f = 4,4 \, \text{г/кг}$ получаем точку y'_1 с температурой $t'_{y1} = 29,6 \, ^\circ\text{C}$, а в пересечении $I_{y2} = 15,1 \, \text{кДж/кг}$ с $d_f = 4,4 \, \text{г/кг}$ получаем точку y'_2 с $t'_{y2} = +5 \, ^\circ\text{C}$.

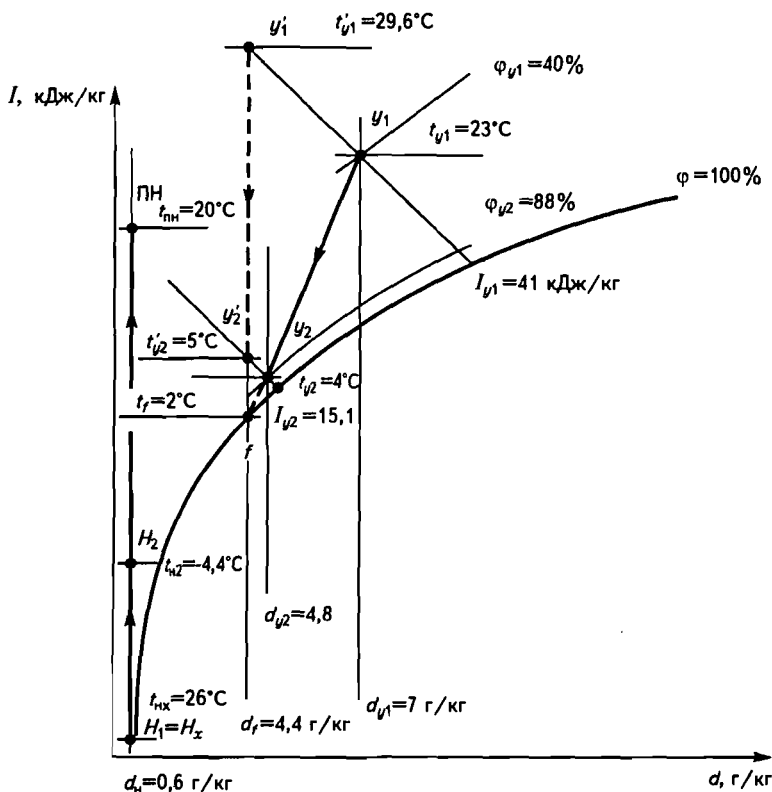


Рис. 3.8. Построение на I - d -диаграмме состояния влажного воздуха режимов последовательного нагрева приточного наружного воздуха в установке утилизации теплоты вытяжного воздуха и в калорифере, питаемом горячей водой $H_1 - H_2$ - нагрев приточного наружного воздуха теплотой, извлеченной из вытяжного воздуха; $y_1 - y_2$ - условно «сухой» режим охлаждения удаляемого вытяжного воздуха; $H_2 - ПН$ - нагрев приточного наружного воздуха в калорифере, питаемом горячей водой

14.1. По выражению (3.8) вычисляем требуемую теплотехническую эффективность для осуществления условного сухого охлаждения вытяжного воздуха (процесс $y'_1 - y'_2$):

$$\Theta_{ty} = \frac{t'_{y1} - t'_{y2}}{t'_{y1} - t_{af2}} = \frac{29,5 - 5}{29,5 + 3} = 0,75.$$

По методике, одинаковой с изложенной в пунктах 4–10 примера расчета, находим требуемую поверхность теплоизвлекающего теплообменника. По результатам расчетов получили, что достаточно применить в вытяжном агрегате два калорифера КСк4-12, как и в приточном агрегате.

15. Гидравлическое сопротивление в присоединительных трубопроводах к насосу составляет 10 кПа. Общее гидравлическое сопротивление контура циркуляции антифриза составляет:

$$H_{\text{нас}} = 10 + 97,5 + 97,5 = 205 \text{ кПа.}$$

15.1. Затрачиваемая энергия на привод насоса в контуре циркуляции антифриза вычисляется по формуле:

$$N_{\text{нас}} = \frac{Q_w H_{\text{нас}}}{3600 \eta_{\text{нас}}}, \text{ кВт}, \quad (3.15)$$

где Q_w — объем перекачиваемой жидкости, м³/ч; $H_{\text{нас}}$ — требуемый напор насоса, кПа; $\eta_{\text{нас}}$ — КПД насоса, можно принять 0,6.

15.2. По формуле (3.15) получим:

$$N_{\text{нас}} = \frac{19\,852 \cdot 205}{3600 \cdot 1050 \cdot 0,6} = 1,8 \text{ кВт.}$$

16. На преодоление аэродинамического сопротивления теплообменников установки утилизации затрачивается энергия электродвигателей вентиляторов:

$$\Delta N_{\text{вн}} = \frac{L \cdot \Delta p}{3600 \cdot \eta_{\text{вн}}}, \text{ кВт}, \quad (3.16)$$

где Δp — аэродинамическое сопротивление, кПа; $\eta_{\text{вн}}$ — КПД вентилятора, равный 0,7.

16.1. Доля расхода энергии в приточном вентиляторе по формуле (3.16) составит:

$$\Delta N_{\text{вн.п.н}} = \frac{20\,000 \cdot 0,125}{3600 \cdot 0,7} = 1 \text{ кВт.}$$

16.2. Доля расхода энергии в вытяжном вентиляторе:

$$\Delta N_{\text{вн.у}} = \frac{18\,000 \cdot 0,125}{3600 \cdot 0,7} = 0,9 \text{ кВт.}$$

17. Общая потребная электрическая мощность на функционирование установки утилизации составляет:

$$\Sigma N_{\text{у.у}} = N_{\text{нас}} + N_{\text{вн.п.н}} + N_{\text{вн.у}} = 1,8 + 1 + 0,9 = 3,7 \text{ кВт.}$$

18. В расчетных условиях холодного периода года на нагрев приточного наружного воздуха в установке утилизации извлекается теплота потоком:

$$Q_{\text{т.у}} = \frac{578\,080}{3600} = 161 \text{ кВт.}$$

19. Энергетическая эффективность преобразования электроэнергии в теплоту определяется показателем:

$$\mathcal{E}_{т.у} = \frac{Q_{т.у}}{\Sigma N}, \frac{\text{кВт теплоты}}{\text{кВт электроэнергии}}. \quad (3.17)$$

При прямом электрическом нагреве в электронагревателе $\mathcal{E}_т = 1$. Для разработанной установки утилизации в расчетных условиях холодного периода года по (3.17) получим:

$$\mathcal{E}_{т.у} = \frac{161}{3,7} = 43,5 \frac{\text{кВт теплоты}}{\text{кВт электроэнергии}}.$$

Проведенный расчет показывает на значительные энергетические преимущества утилизации теплоты вытяжного воздуха на нагрев приточного наружного воздуха.

20. По заданию приточный наружный воздух должен быть нагрет до $t_{пн} = +20^\circ\text{C}$. Вычислим количество теплоты горячей воды, требуемой на догрев приточного наружного воздуха:

$$Q_{тгв} = Q_{т.п.н} = L_{п.н} \rho_{п.н} c_p (t_{п.н} - t_{н2}), \text{кДж/ч}. \quad (3.18)$$

Процесс $H_2 - ПН$ на рис. 3.8 отвечает режиму нагрева приточно-наружного воздуха в калорифере приточного агрегата (см. позицию 8 на рис. 2.5).

Количество теплоты горячей воды по формуле (3.18) составит:

$$Q_{тгв} = 20\,000 \cdot 1,23 \cdot 1 \cdot (20 + 4,4) = 600\,240 \text{ кДж/ч}.$$

21. При снабжении горячей водой от центрального источника температура обратной воды от нагревательных приборов в расчетных условиях холодного периода года должна отвечать температурному графику теплоснабжения и быть не выше 70°C . По нормативным требованиям СНиП скорость воды в трубах калориферов, питаемых горячей водой, должна быть не ниже $w = 0,122 \text{ м/с}$.

21.1. В приточном агрегате конструктивно рационально применить калориферы одинаковых фасадных сечений. В установке утилизации применены калориферы КСк4-12. Из табл. 3.2 следует, что одинаковое фасадное сечение будет у калорифера КСк3-12, имеющего следующие конструктивные показатели:

$$A = 1,663 \text{ м}, B = 1,503 \text{ м}, f_w = 0,00794 \text{ м}^2, F = 102,5 \text{ м}^2.$$

21.2. Определяем расход горячей воды через калорифер КСк3-12 в расчетном перепаде температур по горячей воде $(95-70) = 25^\circ\text{C}$:

$$G_{вт} = \frac{Q_{т.вт}}{\Delta t_{вт} \cdot c_{вт}} = \frac{600\,240}{25 \cdot 4,2} = 57,17 \text{ кг/ч}.$$

21.3. Вычисляем скорость горячей воды в калорифере КСк3-12:

$$w = \frac{G_{\text{вт}}}{\rho_{\text{вт}} 3600 f_w} = \frac{5717}{980 \cdot 3600 \cdot 0,00194} = 0,83 \text{ м/с},$$

что отвечает требованиям СНиП [46].

22. По опытной формуле (3.3) вычисляем коэффициент теплопередачи:

$$k = 29 \cdot (3)^{0,45} \cdot (0,83)^{0,14} = 39 \text{ Вт/(м}^2 \cdot ^\circ\text{С)}.$$

23. По выражению (3.9) вычисляем достигнутый показатель числа единиц переноса теплоты:

$$N_t = \frac{39 \cdot 102,5 \cdot 3,6}{20\,000 \cdot 1,23 \cdot 1} = 0,585;$$

$$W = \frac{20\,000 \cdot 1,23 \cdot 1}{5717 \cdot 4,2} = 1,03.$$

24. По выражению (3.10) вычисляем показатель отношения теплоемкостей потоков.

25. По графику на рис. 3.7 при заданных $N_t = 0,585$ и $W = 1,03$ находим достигаемый показатель теплотехнической эффективности $\Theta_{\text{вт}} = 0,36$.

26. Преобразуем выражение (3.8) относительно требуемой начальной температуры горячей воды:

$$t_{\text{вт}1} = \frac{t_2 - t_1}{\Theta_t} + t_1, \text{ } ^\circ\text{С}. \quad (3.19)$$

26.1 Применительно к рассматриваемому примеру по выражению (3.19) получим:

$$t_{\text{вт}1} = \frac{20 + 4,4}{0,36} - 4,4 = 63,4 \text{ } ^\circ\text{С}.$$

26.2 Вычислим температуру воды после калорифера:

$$t_{\text{гв}2} = t_{\text{гв}1} - \Delta t_{\text{гв}} = 63,4 - 25 = 38,4 \text{ } ^\circ\text{С}.$$

Приведенный расчет показал, что калорифер в приточном агрегате может потреблять теплоту от обратной воды системы теплоснабжения, что обеспечивает дополнительную экономию в системе воздушного отопления. Для реализации выбранного режима работы калорифера необходимо применение смесительного насоса, что подробно рассматривается в п. 3.6 главы 3.

3.5. Конструктивные особенности отопительных приборов для лучистых систем отопления

Как было показано в главе 2, удельный тепловой поток ($\text{Вт}/\text{м}^2$) возрастает с повышением температуры на поверхности панелей лучистого отопления. Поэтому их делают гладкими без оребрения.

На рис. 3.9 показаны конструктивные решения двух типов потолочных панелей лучистого отопления, производимых фирмами Венгрии.

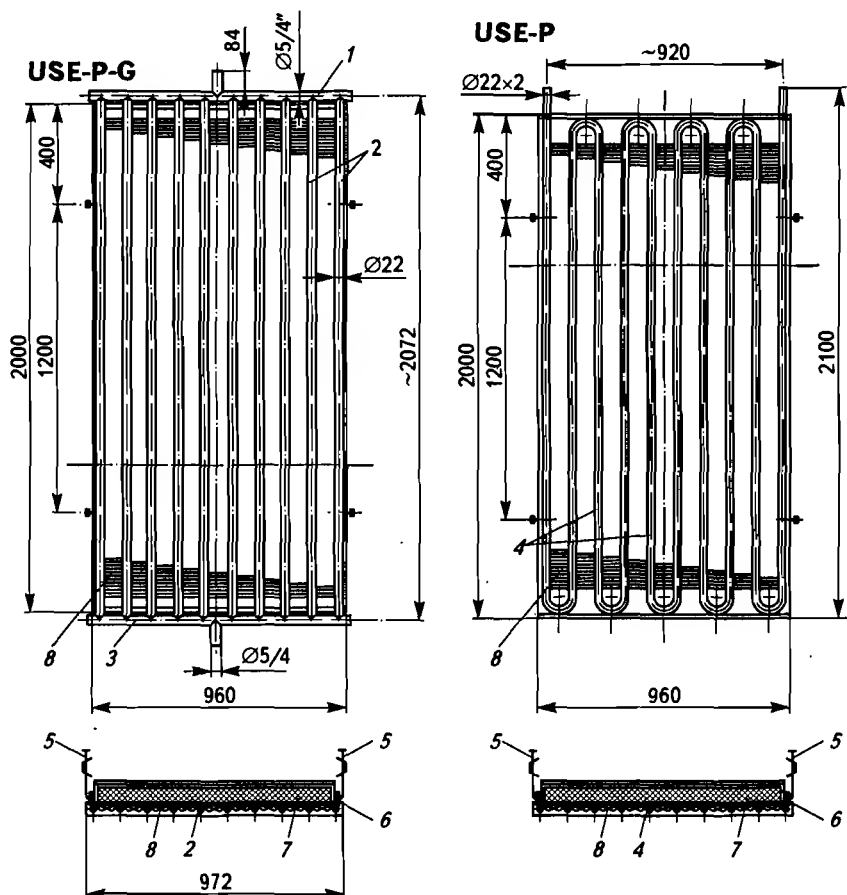


Рис. 3.9. Конструкция панелей лучистого отопления производства фирм Венгрии
 1 – входной коллектор горячей воды; 2 – гладкие трубы; 3 – сборный коллектор;
 4 – змеевик из гладких труб; 5 – подвески; 6 – металлический каркас; 7 – слой теплоизоляции; 8 – гофрированная решетка

В модели панели USE-P-G горячая вода поступает в коллектор 1 и проходит параллельно по гладким трубкам 2, расположенным по фасадному сечению панели к сборному коллектору 3.

В модели панели USE-P горячая вода последовательно проходит по змеевиковому тракту соединения труб 4, располагаемому по фасадному сечению панели.

В рабочем положении панели лучистого отопления с помощью подвесок 5 закрепляются к потолку. В конструкции панелей имеется металлический каркас 6, к которому крепятся коллекторы 1 и 3 с параллельно приваренными гладкими трубами 2 или змеевиком-сваренные трубы 4.

Для сокращения теплопотерь над каркасом 6 уложен слой теплоизоляции 7. Оригинальностью панелей по конструктивной схеме на рис. 3.9 является их способность поглощать звуковые волны и снижать шум в помещении. Для проникновения звуковых волн в слой 7 под ним располагается сетка 8.

Оригинальное решение потолочных панелей лучистого отопления с наличием устройств для поглощения шума в помещении является патентом венгерских фирм-производителей.

В модели панели лучистого отопления типа USE-P-G можно по греющим трубкам 2 пропустить значительно больше горячей воды по сравнению со змеевиком теплообменником 4 в модели USE-P. Следовательно, в панели модели USE-P-G при одинаковой начальной температуре подаваемой в них горячей воды лучистая удельная теплоотдача (Вт/м^2) будет больше.

Лучистое отопление особенно эффективно в производственных помещениях значительной высоты. Панели лучистого отопления подвешиваются к потолку. Если в помещении имеются постоянные рабочие места, то панели лучистого отопления располагаются над ними. Это создает комфортный температурный климат в местах постоянного нахождения людей, а на остальной площади цехов температура воздуха может быть ниже. Это позволяет экономить теплоту, так как отапливаются только рабочие места, а не вся площадь цеха.

Вторым примером лучистого нагрева является закладка трубопроводов для горячей воды или электрокабеля под пол. Это позволяет поддерживать теплыми с температурой до $+24\text{ }^{\circ}\text{C}$ поверхности пола в ванных, дорожках в плавательных бассейнах, в детских комнатах.

3.6. Методы регулирования теплоотдачи нагревательных приборов

Как показано в СНиП [46], даже в расчетные сутки холодного периода года колебания температуры наружного воздуха могут составлять 8...12 °С.

Низкие температуры наружного воздуха наблюдаются в ночные часы, а днем температура наружного воздуха возрастает. Как следует из уравнения (2.5), с повышением $t_{н.х}$ будут изменяться трансмиссионные теплопотери. Одновременно, как следует из уравнения (2.6), будут снижаться и затраты теплоты на подогрев приточного наружного воздуха. Дополнительными источниками воздействия на тепловой режим помещений являются дневные потоки лучистой теплоты через окна и возрастание бытовых и производственных тепловыделений. Поэтому для обеспечения экономии теплоты рекомендуется у нагревательных приборов устанавливать терморегулятор, конструктивная схема которого показана на рис. 3.10.

Терморегулятор состоит из двух основных частей: клапана 1, устанавливаемого на трубопроводе 2 подачи горячей воды к ото-

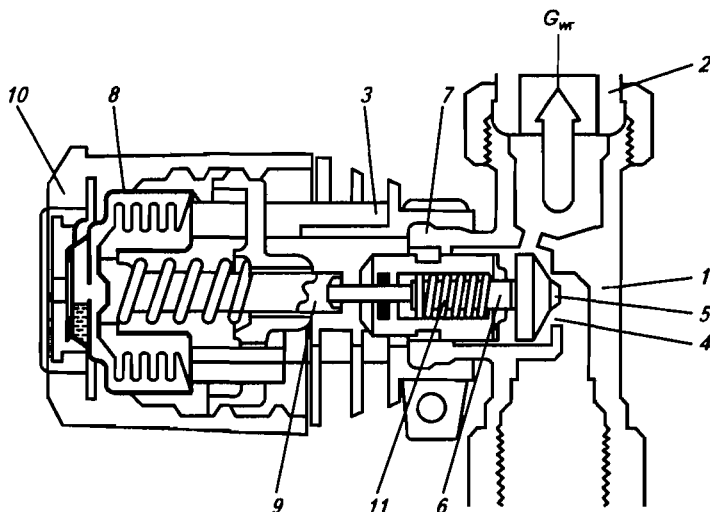


Рис. 3.10. Конструктивная схема терморегулятора

1 – корпус клапана; 2 – присоединенный трубопровод подачи горячей воды к отопительному прибору; 3 – термостатическая головка; 4 – профильное отверстие для прохода горячей воды; 5 – запорный конус; 6 – подвижной шток; 7 – резьбовое соединение корпуса клапана с термостатической головкой; 8 – силфон; 9 – нажимной штифт; 10 – настраиваемый круг; 11 – пружина у подвижно-го штока клапана

пительному прибору, и термостатической головки 3, которая крепится на корпус клапана 1 после гидравлической наладки системы отопления.

В корпусе клапана 1 имеется профильное проходное сечение 4, которое может перекрываться запорным конусом 5 от перемещения штока 6. При снятой термостатической головке 3 путем настроечного вращения штока 6 совместно с запорным конусом 5 устанавливается первоначальное гидравлическое сопротивление клапана 1 проходу горячей воды $G_{нт}$, что требуется для гидравлической наладки системы отопления (методика ее проведения подробно рассматривается в последующих разделах учебника).

После ручного установления желаемого положения штока 6 и запорного конуса 5 на резьбу 7 корпуса 1 закрепляется термостатическая головка 3, в которой расположен сильфон 8, заполненный легкокипящей жидкостью. Пары жидкости в сильфоне 8 принимают давление, пропорциональное температуре окружающего воздуха t_v . При повышении температуры воздуха t_v , обусловленном снижением трансмиссионных теплопотерь или появлением из окна солнечной радиации, давление паров в сильфоне 8 возрастает. Гофры сильфона 8 разжимаются и перемещают нажимной штифт 9 по направлению перемещения штока 6 клапана 1. Перемещение штока 6 вместе с запорным конусом 5 обусловит частичное перекрытие профильного проходного сечения 4 в клапане 1 для прохода горячей воды к отопительному прибору. Это вызовет снижение теплоотдачи отопительного прибора.

Настройка терморегулятора на поддержание в помещении комфортного значения температуры воздуха t_v достигается вращением настроечного круга 10, изменение положения которого изменяет степень сжатия гофр на сильфоне 8.

При уменьшении температуры воздуха по сравнению с настроенным значением t_v падение давления паров вызовет сжатие гофр сильфона 8 и перемещение штифта 9 вверх. Пружина 11 в клапане 1 будет перемещать шток 6 и запорный конус 5 на открытие профильного отверстия 4 для увеличения поступления горячей воды в отопительный прибор.

Для снижения влияния горячих труб на перемещение гофр в сильфоне 8 терморегулятор рекомендуется монтировать с горизонтальным положением термостатической головки. В этом положении у гофры сильфона 8 будет проходить поток воздуха без восприятия теплоты от присоединительных труб к отопительному прибору.

На практике наблюдаются случаи, когда при высоких t_n , наличии солнечной радиации и значительных бытовых тепловыде-

лениях клапан терморегулятора полностью закрыт, но наблюдается превышение температуры воздуха в помещении более $t_b > 22^\circ\text{C}$, т.е. имеет место перегрев помещений. Это свидетельствует о преобладании в помещении теплоизбытков и для поддержания комфортного значения $t_b = +20^\circ\text{C}$ нужно охлаждать помещение.

Для полезного использования возможных избытков теплоты в помещении рационально подавать приготовленный в приточном агрегате (см. позицию 1 на рис. 2.5) приточный наружный воздух с $t_{п.н} < t_b$.

Наиболее рационально это достигается в местном приборе — доводчике эжекционном, конструктивная схема которого показана на рис. 3.11.

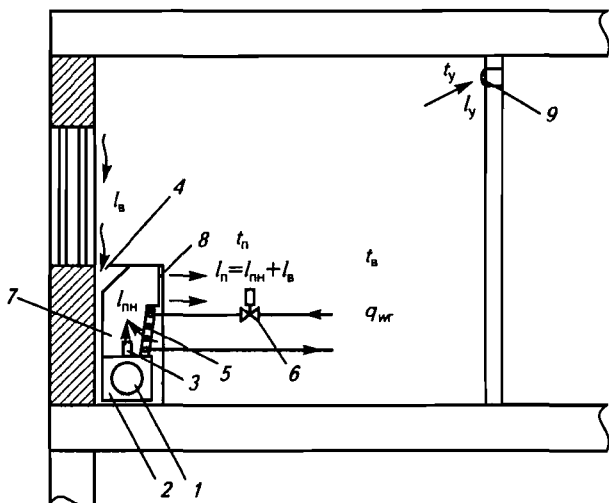


Рис. 3.11. Конструктивная схема встраивания доводчика эжекционного в подоконную нишу

1 – патрубок присоединения гибкого отвода диаметром 100 мм от приточного воздуховода; 2 – камера первичного воздуха; 3 – сопла для выхода первичного воздуха $l_{пн}$; 4 – щель у остекления для опуска холодного внутреннего эжектируемого воздуха l_b ; 5 – теплообменник, соединенный трубопроводами с источником снабжения горячей водой с температурой 50°C ; 6 – терморегулятор RTD; 7 – смесительная камера; 8 – приточная решетка; 9 – вытяжная решетка

Под окном устанавливается доводчик эжекционный (ДЭ), к патрубку которого 1 присоединен гибкий отвод от приточного воздуховода центрального приточного агрегата, где готовится суммарный расход санитарной нормы наружного воздуха $L_{пн}$ (см. позицию 1 на рис. 2.5). Из камеры первичного воздуха 2 санитарная норма наружного воздуха для обслуживаемого помещения $l_{пн}$ выходит из сопел 3, что обеспечивает эжекцию (подсасы-

вание) внутреннего воздуха через щель 4 у остекленного окна. Теплообменник 5 в ДЭ соединен трубопроводами с источником снабжения горячей водой. На подающем трубопроводе горячей воды к теплообменнику 5 смонтирован терморегулятор 6, настроенный на температуру $t_b = +20^\circ\text{C}$.

Проходя через теплообменник 5 внутренний эжектируемый воздух нагревается до температуры $t_{вэ}$, при которой компенсируются трансмиссионные теплопотери помещения и догрев санитарной нормы воздуха $l_{п.н}$ от $t_{п.н} = +10^\circ\text{C}$ до $t_b = +20^\circ\text{C}$. В смесительной камере 7 подогретый в теплообменнике до температуры $t_{вэ}$ внутренний эжектируемый воздух смешивается и с температурой притока $t_{п}$ поступает через приточную решетку в рабочую зону с малой скоростью притока $v_{п} = 0,3 \text{ м/с}$.

Выделяющиеся от людей и оборудования теплота и газы поднимаются под потолок и с температурой $t_y > t_b$ удаляются через вытяжную решетку 9 в вытяжную систему (позиция 11 на рис. 2.5).

Если в дневные часы поступающая через окно теплота солнечной радиации и внутренние тепловыделения перекрывают потребности в теплоте, компенсируемые нагревом эжектируемого воздуха в теплообменнике 5, то клапан в терморегуляторе 6 полностью закроется. Излишки тепловыделений будут восприниматься холодным приточным наружным воздухом, выходящим из сопла 3 с $t_{п.н} = +10^\circ\text{C}$.

Примем, что рассматриваемая на рис. 3.11 конструкция ДЭ установлена в административном помещении, где постоянно работают три человека, для которых $l_{п.н} = 60 \cdot 3 = 180 \text{ м}^3/\text{ч}$. Удаляемый под потолком воздух имеет температуру $t_{y1} = 24^\circ\text{C}$. Тогда при наличии теплоизбытков в помещении и полностью закрытом клапане терморегулятора 6 подача холодного первичного воздуха с $t_{п.н} = +10^\circ\text{C}$ позволит поглотить следующий поток теплоизбытков:

$$q_{т.изб} = l_{п.н} \rho_{п.н} c (t_y - t_{п.н}) / 3,6, \text{ Вт.} \quad (3.20)$$

Для рассматриваемого примера по формуле (3.20) получим:

$$q_{т.изб} = 180 \cdot 1,2 \cdot 1 \cdot (24 - 10) / 3,6 = 840 \text{ Вт.}$$

Благодаря подаче к ДЭ холодного воздуха $t_{п.н} = +10^\circ\text{C}$ удастся в часы перегрева помещения экономить теплоту. Для параметров в примере 3.1 количество сэкономленной теплоты на нагрев в калорифере $L_{пн} = 20\,000 \text{ м}^3/\text{ч}$ будет:

$$Q = 20\,000 \cdot 1,2 \cdot 1 \cdot (20 - 10) / 3600 = 67 \text{ кВт}\cdot\text{ч.}$$

Подача через сопла 3 холодного первичного воздуха с $t_{п.н} = +10\text{ }^{\circ}\text{C}$ в смеси с внутренним воздухом $t_{в} = +21\text{ }^{\circ}\text{C}$ обеспечивает температуру притока, вычисленную по формуле:

$$t_{п} = \frac{t_{п.н} + k_{э} t_{в}}{1 + k_{э}}, \text{ }^{\circ}\text{C}, \quad (3.21)$$

где $k_{э} = l_{в} / l_{п.н} = 2,8$ – коэффициент эжекции.

По формуле (3.21) получим:

$$t_{п} = \frac{10 + 2,8 \cdot 21}{1 + 2,8} = 18,1\text{ }^{\circ}\text{C}.$$

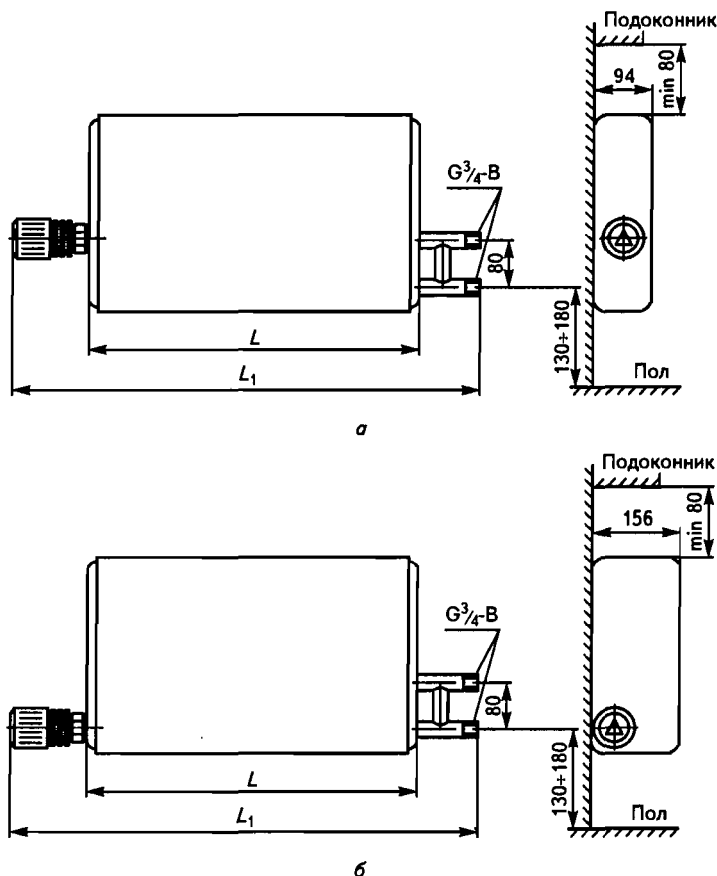


Рис. 3.12. Отечественная конструкция отопительных конвекторов со встроенным терморегулятором RTD для количественного регулирования теплопроизводительности

Для обеспечения теплового комфорта при подаче в обитаемую зону холодного воздуха температурный перепад ($t_b - t_n$) не должен быть больше $3,5^\circ\text{C}$, что выполняется для рассматриваемого примера.

Отечественная промышленность выпускает отопительные конвекторы со встроенным терморегулятором, как это показано на рис. 3.12.

Отопительный конвектор «Сантехпром Авто» (а) имеет малую глубину 94 мм. Отопительный конвектор «Сантехпром Авто С» (б) имеет среднюю глубину 156 мм. На рис. 3.12 хорошо видно расположение с левой стороны кожуха конвектора термодинамической головки терморегулятора RTD, а клапан с присоединениями к трубопроводам теплообменника находится под кожухом.

В табл. 3.3 представлены типоразмеры и технические характеристики конвекторов со встроенным терморегулятором RTD. Из табл. 3.3 видно, что в распоряжении проектанта имеется 28 типоразмеров отопительных конвекторов с расчетной тепловой производительностью от 0,4 до 2,941 кВт. Благодаря такому разнообразию отопительных приборов можно выбрать модель, которая наиболее близко подходит к требуемой тепловой мощности отопительного прибора, вычисляемой для отапливаемого помещения по уравнениям, аналогичным (2.19) и (2.21).

Метод регулирования тепловой производительности отопительного прибора путем изменения расхода горячей воды через теплообменный элемент в зависимости от требуемой температуры в обслуживаемом помещении t_g называется количественным регулированием.

Циркуляция горячей воды через отопительные приборы в централизованных системах происходит от работы насоса. На графике рис. 3.13 представлена характеристика работы насоса при постоянной частоте вращения рабочего колеса.

Кривая 1 на рис. 3.13 отвечает характеристике насоса, т.е. зависимости развиваемого напора H , м вод. ст., от количества перемещаемой жидкости Q_w , м³/ч. Произведя гидравлический расчет перемещения по сети трубопроводов и отопительных приборов расчетного расхода воды Q_{wp} , определяем требуемый в этом режиме расчетный напор насоса H_{wp} , м вод. ст. По графикам в каталоге фирмы – изготовителе насосов подбирается тип насоса, применение которого обеспечивает получение расчетных условий (см. точку Р) при максимальном КПД насоса $\eta_{н, \max}$. Из формулы (3.15) видно, что при снижении КПД насоса увеличивается затрачиваемая энергия на привод рабочего колеса насоса. Кривая 2 отвечает рабочей характеристике гидравлической сети системы

Номенклатура и основные технические характеристики конвекторов малой глубины «Сантехпром Авто»

Обозначения	Монтажный №	Номинальный тепловой поток $Q_{\text{н}}$, кВт	Размеры, мм				Количество пластин обогрева, шт.	Масса конвектора (справочная), кг
			Длина кожуха L	Длина элемента по обогреванию	Общая длина конвектора с термостатом, L_1	Шаг пластин обогрева		
КСК 20-0,400 кА	У1	0,400	646	468	826	12	40	8,16
КСК 20-0,479 кА	У2	0,479	742	564	922	12	48	8,79
КСК 20-0,655 кА	У3	0,655	646	540	826	6	91	10,41
КСК 20-0,787 кА	У4	0,787	742	636	922	6	107	11,39
КСК 20-0,918 кА	У5	0,918	838	732	1018	6	125	12,46
КСК 20-1,049 кА	У6	1,049	934	838	1114	6	141	13,44
КСК 20-1,180 кА	У7	1,180	1030	924	1210	6	157	14,42
КСК 20-1,311 кА	У8	1,311	1126	1020	1306	6	173	15,40
КСК 20-1,442 кА	У9	1,442	1222	1116	1402	6	189	16,38
КСК 20-1,573 кА	У10	1,573	1318	1212	1498	6	206	17,40
КСК 20-1,704 кА	У11	1,704	1414	1308	1594	6	222	18,42
КСК 20-1,835 кА	У12	1,835	1510	1404	1690	6	238	19,44
КСК 20-1,966 кА	У13	1,966	1606	1506	1786	6	255	20,46

«Сантехпром Авто С» – настенная модель средней глубины с двойным нагревательным элементом и встроенным автоматическим терморегулятором.

Таблица 3.4

Номенклатура и основные технические характеристики конвекторов средней глубины «Сантехпром Авто С»

Обозначения	Монтажный №	Номинальный тепловой поток $Q_{\text{н}}$, кВт	Размеры, мм				Количество пластин обогрева, шт.	Масса конвектора (справочная), кг
			Длина кожуха L	Длина элемента по обрежению	Общая длина конвектора с термостатом, L_1	Шаг пластин обогрева		
КСК 20-1,226 кА	У14	1,226	788	594	928	6	200	20,13
КСК 20-1,348 кА	У15	1,348	836	642	976	6	216	21,34
КСК 20-1,471 кА	У16	1,471	884	690	1024	6	232	22,55
КСК 20-1,593 кА	У17	1,593	932	738	1072	6	248	23,74
КСК 20-1,716 кА	У18	1,716	980	786	1120	6	264	24,97
КСК 20-1,838 кА	У19	1,838	1028	834	1168	6	280	26,18
КСК 20-1,961 кА	У20	1,961	1076	882	1216	6	296	27,39
КСК 20-2,083 кА	У21	2,083	1124	930	1264	6	312	28,60
КСК 20-2,206 кА	У22	2,206	1172	978	1312	6	328	29,81
КСК 20-2,328 кА	У23	2,328	1220	1026	1360	6	344	31,02
КСК 20-2,451 кА	У24	2,451	1268	1074	1408	6	360	32,23
КСК 20-2,574 кА	У25	2,574	1316	1122	1456	6	376	33,44
КСК 20-2,696 кА	У26	2,696	1364	1170	1504	6	392	34,65
КСК 20-2,819 кА	У27	2,819	1412	1218	1552	6	408	35,86
КСК 20-2,941 кА	У28	2,941	1460	1266	1600	6	424	37,07

Примечание. Номинальный тепловой поток $Q_{\text{н}}$ определен при нормальных условиях, когда разность температур между среднетемпературной температурой теплоносителя в конвекторе и расчетной температурой воздуха в отапливаемом помещении равна 70°C, расход теплоносителя через каждую обогреваемую трубу конвектора составляет 0,1 кг/с (360 кг/ч) при движении по схеме «сверху-вниз», атмосферное давление – 101,33 кПа (760 мм рт.ст.).

Теплоноситель – горячая вода. Максимальные параметры теплоносителя: избыточное давление – 1,0 МПа, температура – 120 °С.

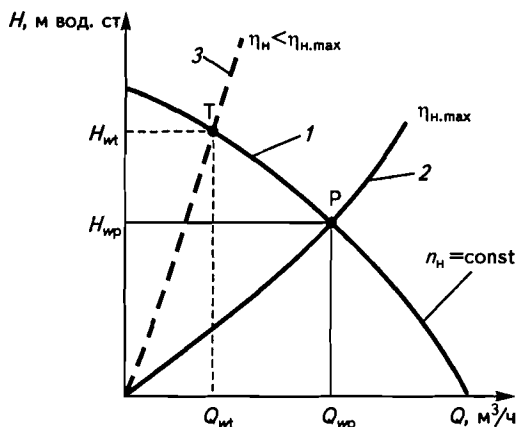


Рис. 3.13. Рабочие характеристики насоса (кривая 1) и характеристика трубопроводной сети (кривые 2 и 3) при постоянной частоте вращения рабочего колеса

отопления для получения расчетного расхода $Q_{нр}$ и напора $H_{нр}$ при максимальном КПД насоса. При осуществлении количественного регулирования отопительных приборов изменяется расход горячей воды по гидравлической сети и отопительным приборам. Кривая 3 (пунктирная линия) отвечает характеристике работы насоса при уменьшенном текущем расходе горячей воды (точка Т) через отопительные приборы $Q_{нт}$.

Снижение расчетного расхода горячей воды до текущего значения $Q_{нт}$ достигается дросселированием (снижением) площади проходного сечения поступления через автоматический клапан горячей воды в отопительный прибор. Дросселирование проходного сечения приведет к возрастанию гидравлического сопротивления в клапане и росту развиваемого насосом напора $H_{нр}$. Текущее положение рабочей характеристики 3 (точка Т) будет при меньшем КПД насоса $\eta_n < \eta_{n,max}$.

Из формулы (3.15) следует, что несмотря на снижение текущего значения расхода горячей воды $Q_{нт}$, возрастание напора $H_{нт}$ и снижение КПД приводят к сохранению расчетных затрат электроэнергии на привод рабочего колеса при постоянной частоте его вращения $n_n = const$.

Необходимо отметить, что в обслуживаемых системой отопления помещениях в течение суток будут различно меняться тепловые режимы. Так, например, на облучаемых солнцем фасадах в помещениях будут повышаться теплопритоки и требуется снижение расхода горячей воды через отопительные приборы. В это же самое время в помещениях на теневых фасадах здания нет поступ-

ления теплоты солнечной радиации. Поэтому нет необходимости изменять расход горячей воды через отопительные приборы в этих помещениях.

Однако вызванное регулированием отопительных приборов в помещениях солнечного фасада изменение характеристики сети (кривая $\mathcal{J}$) приведет к созданию повышенного напора $H_{\text{вт}} > H_{\text{нр}}$ перед клапанами терморегуляторов в помещениях, где не изменялось сечение для прохода горячей воды в отопительные приборы. Это приведет к тому, что в нагревательные приборы этих помещений на теневой стороне здания будет поступать больший расход горячей воды в отопительные приборы, что вызовет повышение температуры $t_{\text{в}}$ и приведет к перерасходу теплоты. Терморегуляторы в теневых помещениях воспримут повышение $t_{\text{в}}$ и через некоторое время автоматически сократят поступление горячей воды.

Такое вынужденное перемещение автоматических клапанов в помещениях, где нет изменений теплового режима, называют нарушением тепловой устойчивости системы регулирования.

Для устранения этого в автоматизированных системах отопления на стояках подачи воды в отопительные приборы рекомендуется устанавливать регуляторы контроля и обеспеченности постоянства давления воды в подающих и обратных трубопроводах, что обеспечит сохранение постоянства давления воды перед терморегуляторами. Установка регуляторов постоянства давления удорожает систему отопления и не обеспечивает экономию расхода электроэнергии на работу циркуляционных насосов.

За последние годы созданы насосы для систем отопления с электронным регулированием частоты вращения рабочего колеса по команде датчика контроля постоянства развиваемого насосом напора или пропорциональном снижении развиваемого напора.

На графике рис. 3.14 показаны режимы регулирования работы насосов с электронным управлением частоты вращения рабочего колеса по датчику отбора давлений на стороне нагнетания и всасывания насоса. Электронное управление встроено в клеммную коробку подведения проводов электроснабжения электродвигателя насоса.

На рынке насосного оборудования России широко представлены насосы фирмы «Грундфосс», являющейся мировым лидером по качеству насосов для систем отопления. Насосы для систем отопления при постоянной частоте вращения рабочего колеса имеют условное название UPS и их подача в зависимости от типоразмера изменяется от 2 до 70 м³/ч, а развиваемый напор — до 120 кПа (12 м вод. ст.).

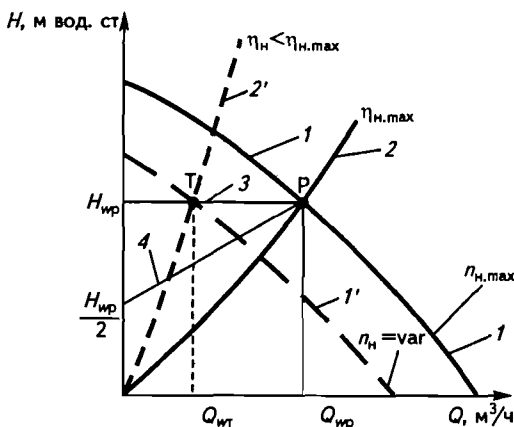


Рис. 3.14. Рабочие характеристики насоса при переменной частоте вращения рабочего колеса $\eta_n = \text{var}$ по команде датчика, контролирующего постоянство развиваемого насосом напора $H_{\text{вр}}$ или пропорциональное изменение напора $H_{\text{вр.р.}}$. 1 и 1' — характеристики насоса при различном числе оборотов рабочего колеса; 2 и 2' — характеристики гидравлической сети при количественном регулировании расхода горячей воды от $Q_{\text{вр}}$ до $Q_{\text{вр.р.}}$; 3 — настройка работы насоса на поддержание постоянного напора в сети $H_{\text{вр}}$; 4 — настройка работы насоса на пропорциональное изменение напора в сети от $H_{\text{вр}}$ до $H_{\text{вр}} / 2$

Насосы для систем отопления с регулируемой частотой вращения рабочего колеса имеют условное обозначение UPE и в зависимости от типоразмера их подача изменяется от 1 до 100 м³/ч, примерный развиваемый напор — до 100 кПа (10 м вод. ст.).

Для изменения тепловой производительности калорифера применяется метод изменения температуры горячей воды $t_{\text{гр}}$, поступающей в трубки калорифера. При этом расход горячей воды $G_{\text{гр}}$ через калорифер сохраняется постоянным. Такой метод называют качественным регулированием.

На рис. 3.15 показана принципиальная схема качественного регулирования тепловой производительности калорифера 1 путем смешения в насосе 10 обратной и горячей воды. Датчик 6 может контролировать температуру приточного воздуха $t_{\text{п}} = \text{const}$ или размещаться в характерной точке обитаемой зоны обслуживаемого помещения и настраиваться на комфортный уровень температуры воздуха $t_{\text{в}}$. Если в обслуживаемом помещении уменьшились теплоизбытки, то $t_{\text{в}}$ падает и через импульсную связь 5 датчик 6 подает команду на исполнительный механизм для увеличения открытия проходного сечения автоматического клапана 4. К смешительному насосу 10 будет поступать горячая вода более высокой температуры $t_{\text{гр}}$ и в калорифере 1 увеличится нагрев приточного воздуха $L_{\text{п}}$ до более высокой температуры притока $t_{\text{п}}$.

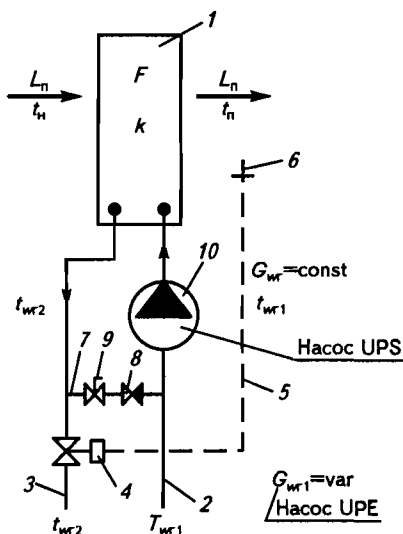


Рис. 3.15. Принципиальная схема качественного регулирования калорифера в системе воздушного отопления

1 – калорифер с поверхностью оребренных трубок F и коэффициентом теплопередачи k ; 2 – трубопровод подачи переменного расхода горячей воды G_{wr1} с температурой T_{wr1} от источника централизованного теплоснабжения; 3 – обратный трубопровод к источнику теплоснабжения; 4 – автоматический клапан регулирования поступления в калорифер горячей воды от источника теплоснабжения; 5 – импульсная связь (чаще всего электрическая); 6 – датчик контроля температуры нагрева приточного воздуха t_n ; 7 – перемычка между подающим и обратными трубопроводами системы теплоснабжения; 8 – обратный клапан; 9 – ручной клапан; 10 – насос циркуляции постоянного расхода горячей воды G_{wr} через калорифер

При появлении в помещении столовой большого числа посетителей возрастут теплопритоки и увеличится t_b . Датчик 6 подаст через импульсную связь 5 команду на автоматический клапан 4 и происходит закрытие сечения для прохода к насосу 10 горячей воды из системы теплоснабжения. От смесительного насоса 10 будет поступать смесь с более низкой температурой воды t_{wr1} и тем самым уменьшится тепловая производительность калорифера 1, и понизится температура приточного воздуха t_n .

Смесительный насос работает при постоянном расходе воды G_{wr} через трубки калорифера 1. Расход приточного воздуха L_n сохраняется постоянным. Следовательно, как это видно из опытных формул (3.3) и (3.4), величина коэффициента теплопередачи будет постоянной. Это сохраняет в калорифере 1 высокую способность к быстрому изменению температуры нагретого приточного воздуха t_n в зависимости от настройки датчика 6 и изменяющихся тепловых режимов в обслуживаемом помещении.

Проведем оценку потребляемой насосом 10 энергии на осуществление режима качественного регулирования тепловой производительности калорифера 1.

Пример 3.2. Исходные данные: По данным примера 3.1 через калорифер 1 догрева приточного наружного воздуха $L_{\text{пн}}$ подается расчетный расход горячей воды $G_{\text{гр}} = 57,7 \text{ м}^3/\text{ч}$ через трубки калорифера КСк3-12 при скорости воды в трубках $w = 0,83 \text{ м/с}$ (см. п. 21 расчета).

Требуется: Определить потребление насосом UPS электроэнергии в режиме качественного регулирования и рациональный типоразмер насоса.

Решение: 1. По формуле (3.13) вычисляем гидравлическое сопротивление калорифера КСк3-12 при расходе воды: $\Delta H_w = 58 \cdot (0,85)^{1,73} \times 1 = 38 \text{ кПа}$.

2. Гидравлическое сопротивление в присоединительных к насосу трубопроводах и перемычке принимаем 10 кПа.

3. Общий требуемый напор насоса составит: $H_{\text{нас}} = 38 + 10 = 48 \text{ кПа}$ (4,8 м вод.ст.).

4. По формуле (3.15) вычислим затрачиваемую электрическую мощность на работу смесительного насоса с $\eta_{\text{нас}} = 0,4$:

$$N_{\text{нас}} = \frac{5717 \cdot 48}{990 \cdot 3600 \cdot 0,4} = 0,19 \text{ кВт.}$$

5. По каталогам фирмы «Грундфосс» выбираем насос типа UPS 50-60 F. Цифра 50 отвечает условному проходу 50 мм. Цифра 60 — напору в дм вод. ст. Буква F — фланцевое присоединение трубопроводов к насосу. Рабочий режим работы насоса — на второй скорости ручного управления, что обеспечит $H_{\text{н}} = 4,8 \text{ м вод. ст.}$

Из схемы на рис. 3.15 следует, что в системе теплоснабжения калориферов в приточных агрегатах расход горячей и обратной воды будет изменяться в зависимости от условий формирования тепловых режимов в обслуживаемых помещениях. В системах отопления с наличием терморегуляторов у отопительных приборов расход горячей воды от системы теплоснабжения также будет переменным. Как показано на графике рис. 3.14, при переменном годовом расходе горячей воды энергетически целесообразно применять насосы с электронным регулированием типа UPE. Опыт эксплуатации систем с переменным расходом воды показывает, что электронное регулирование обеспечивает до 60 % сокращение расходов электроэнергии на круглогодичную работу насосов в этих системах.

Контрольные вопросы

1. Какие отличительные особенности отопительных печей для климата России?

2. Как увеличивается теплоотдача с поверхности отопительных радиаторов?
3. Каким методом изменяется нагревающая поверхность в отопительных радиаторах?
4. К чему приводит закрытие декоративными щитами с отверстиями отопительных радиаторов, смонтированных в подоконных нишах?
5. Чем достигается долговечность в эксплуатации стальных штампованных радиаторов?
6. Чем достигается повышение теплоотдачи с поверхности стальных штампованных радиаторов?
7. В чем отличие конструкции конвекторов с ручным регулированием, их тепловой производительности от конструкции конвекторов с автоматическими термостатами?
8. Как подбирается требуемая тепловая производительность конвекторов?
9. Какие теплообменные приборы используются в системах воздушного отопления?
10. Какие отличительные особенности отечественных конструкций калориферов типа КСк?
11. Какими показателями оценивается теплотехническая эффективность калориферов?
12. Какими методами можно до 50 % сократить расходы теплоты от центральных источников теплоснабжения в системах воздушного отопления и вентиляции?
13. Какие конструктивные особенности характерны для панелей лучистого отопления?
14. В каких помещениях энергетически рационально применять лучистое отопление?
15. Чем характерен метод количественного регулирования теплоотдачи нагревательных приборов?
16. Какие конструкции приборов автоматики нашли применение для регулирования теплоотдачи радиаторов и конвекторов?
17. Чем характерен метод качественного регулирования теплоотдачи калориферов?

Глава 4. СИСТЕМЫ ВОДЯНОГО ОТОПЛЕНИЯ

4.1. Разновидности систем водяного отопления

По способу циркуляции воды в системах отопления они делятся на системы с естественной (гравитационной) циркуляцией и на системы с насосной циркуляцией.

4.1.1. Системы отопления с естественной циркуляцией

Для систем отопления с естественной циркуляцией характерна небольшая протяженность трубопроводов и малые гидравлические потери. Располагаемое давление для циркуляции воды определяется разностью массовых плотностей охлажденной и горячей воды. Патент на изобретение такой системы был выдан в 1832 г. русскому инженеру-металлургу, члену-корреспонденту Российской академии наук П.Г. Соболевскому.

На рис. 4.1 представлена схема вертикального циркуляционного кольца отопительной системы при местном нагреве воды в теплогенераторе (например, в отечественном автоматизированном газовом водонагревателе типа «АГВ»).

Из местного нагревателя 1 горячая вода с температурой $t_{\text{вт1}}$ и массовой плотностью $\rho_{\text{вт1}}$ поднимается по вертикальной трубе 2 до расширительного бака 3. Далее вода по горизонтальному наклонному трубопроводу 4 поступает к вертикальному стояку 5. По стояку 5 горячая вода распределяется по отопительным приборам 6, где отдается теплота на нагрев воздуха в помещении, а охладившаяся вода по обратному трубопроводу 7 с температурой $t_{\text{во6}}$ поступает к нагревателю 1. К обратному трубопроводу через патрубок присоединены трубопроводы подпитки 8 и опорожнения системы 9. В верхней части расширительного бака 3 собирается воздух, который по трубопроводу 10 удаляется в раковину 11.

В системе отопления развиваемый напор вычисляется по формуле:

$$H_{\text{е.ц}} = g h (\rho_{\text{в.об}} - \rho_{\text{вт1}}), \text{ Па.} \quad (4.1)$$

Примем, что в квартирной системе отопления высота расположения расширительного бака $h = 3$ м. Из местного нагревателя

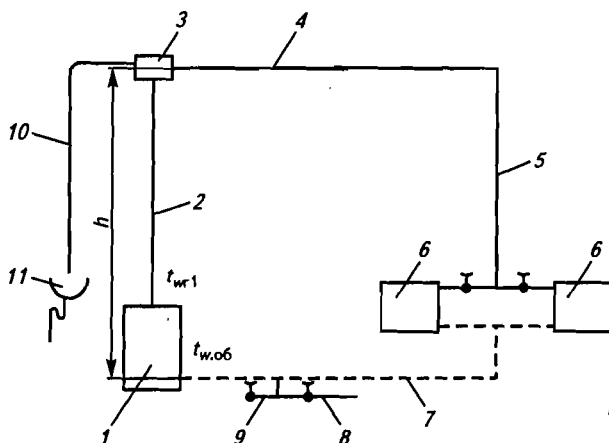


Рис. 4.1. Квартирная система отопления с естественной циркуляцией горячей воды

1 – нагреватель воды; 2 – подъемный трубопровод горячей воды – главный стояк; 3 – расширительный бак; 4 – горизонтальный распределительный трубопровод; 5 – вертикальный стояк; 6 – отопительные приборы; 7 – обратный трубопровод к нагревателю; 8 – трубопровод с вентилем для наполнения системы водой; 9 – патрубки с вентилем для опорожнения системы от воды; 10 – отвод воздуха и излишков воды; 11 – раковина, соединенная с канализацией

выходит горячая вода с $t_{w,rl} = 90\text{ }^{\circ}\text{C}$ при $\rho_{w,rl} = 965\text{ кг/м}^3$. После охлаждения в трубах и отопительных приборах обратная вода имеет $t_{w,ob} = 60\text{ }^{\circ}\text{C}$ при $\rho_{w,ob} = 983\text{ кг/м}^3$. По формуле (4.1) вычислим развиваемый напор естественной циркуляции воды в системе комнатного отопления:

$$H_{e,ц} = 9,8 \cdot 3 \cdot (983 - 965) = 529\text{ Па.}$$

Малое располагаемое давление для преодоления потерь на трение и местное сопротивление в контуре циркуляции воды в трубопроводах ограничивает применение систем отопления с естественной циркуляцией в квартирах и односемейных домах с автономными водонагревателями.

4.1.2. Системы отопления с насосной циркуляцией воды

Наибольшее применение в современных зданиях находят системы с насосной циркуляцией горячей воды с использованием маломощных насосов (с ручным регулированием трех скоростей вращения). Наиболее удобны в системах отопления бессальниковые насосы, которые устанавливаются прямо на трубопроводах при обязательном горизонтальном расположении вала электродвигателя.

На рис. 4.2 представлена конструктивная схема бессальниково-го насоса типа UPS. Рабочее колесо 1 делается из композици-онного материала, армированного стекловолокном. Это обеспечи-вает его малый вес и высокую гладкость поверхностей, что сокра-щает гидравлические потери.

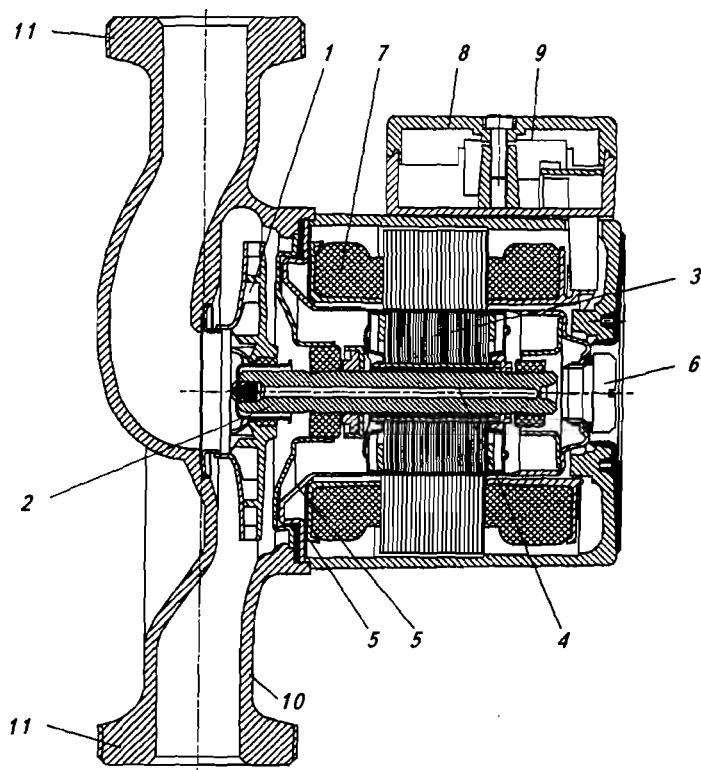


Рис. 4.2. Конструктивная схема бессальниковых насосов UPS для систем отопле-ния

1 – рабочее колесо; 2 – вал электродвигателя и насоса; 3 – «мокрый» ротор элек-тродвигателя; 4 – канал для отвода воздуха из насоса; 5 – фигурный защитный экран статора электродвигателя; 6 – пробка с прокладкой для выпуска воздуха; 7 – «сухой» статор электродвигателя; 8 – клемная коробка; 9 – электронное уст-ройство для защиты электродвигателя при пуске; 10 – корпус; 11 – патрубки присоединения трубопроводов системы отопления

Рабочее колесо 1 закрепляется на валу 2 ротора 3 электродви-гателя. Вал 2 имеет центральный канал 4 для отвода воздуха из полости защитного экрана 5. Выпуск воздуха осуществляется пу-тем открытия пробки 6. Защитный профильный экран 5 обеспе-чивает предохранение от попадания воды к статору 7 электродви-

гателя. От клеммной коробки 8 к статору 7 подводится электроэнергия. На наружной поверхности клеммной коробки 8 имеется ручка для переключения на три возможные скорости вращения ротора 3 электродвигателя и соответственно рабочего колеса 1 насоса. В клеммной коробке 8 располагается электронное устройство 9 для усиления крутящего момента при пуске электродвигателя, когда имеет место наибольшая кратковременная (пусковая) электрическая нагрузка. Корпус 10 выполнен из серого чугуна или бронзы методом точного литья, что обеспечивает гладкие и плавные каналы для прохода воды. Присоединительные патрубки 11 выполнены на резьбе (малые типоразмеры) или на фланцах.

Для примера на рис. 4.3 приведены из каталога фирмы «Грундфосс»: «Бессальниковые циркуляционные насосы для систем отопления, горячего водоснабжения, кондиционирования, вентиляции» графики рабочих характеристик насоса UPS 32-55. На графике имеются три кривые характеристики.

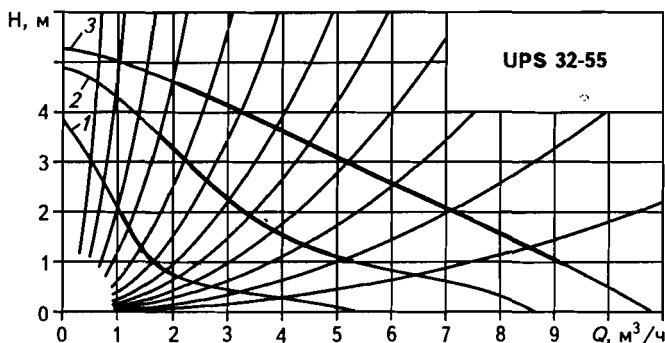


Рис. 4.3. Рабочие характеристики насоса UPS 32-55 при ручном управлении на три скорости вращения рабочего колеса

1 — для малой частоты вращения рабочего колеса при потреблении 0,09 кВт·ч электроэнергии; 2 — для средней частоты вращения рабочего колеса при потреблении 0,13 кВт·ч электроэнергии; 3 — для максимальной частоты вращения рабочего колеса при потреблении 0,14 кВт·ч электроэнергии

В зависимости от температуры наружного воздуха и соответственных потребностей в теплоте для систем отопления ручным переключением можно выбрать энергетически рациональный режим работы насоса UPS.

По виду монтажа трубопроводов системы отопления подразделяются на однетрубные и двухтрубные. По месту расположения распределительного горизонтального трубопровода горячей воды они подразделяются на системы отопления с верхней и нижней разводкой.

На рис. 4.4 представлена принципиальная схема **однотрубной системы отопления с верхней разводкой и вертикальными теплораздающими трубопроводами** для последовательного прохождения горячей воды по отопительным приборам.

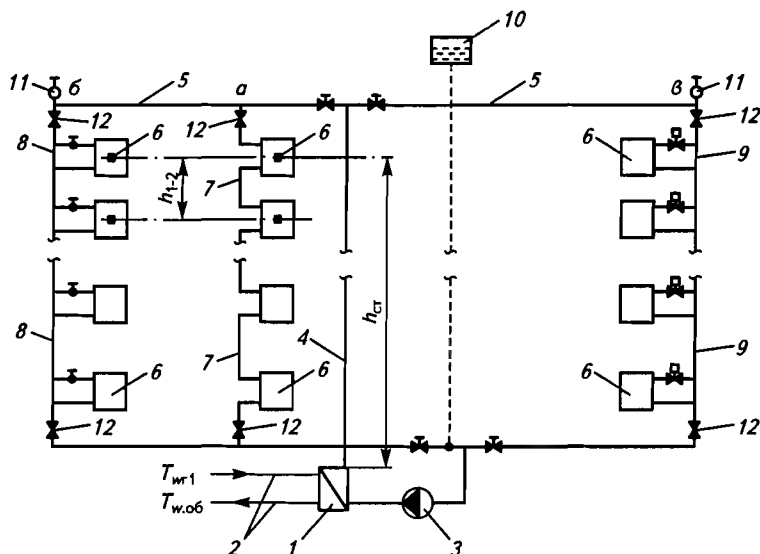


Рис. 4.4. Однотрубная система отопления с верхней разводкой

1 – пластинчатый теплообменник нагрева воды в контуре системы отопления; 2 – подающий и обратный трубопроводы подачи тепла от центрального источника (ТЭЦ или котельной); 3 – насос циркуляции воды по системе отопления; 4 – вертикальный магистральный подающий трубопровод горячей воды (главный стояк); 5 – распределительные магистральные трубопроводы верхней разводки воды; 6 – отопительные приборы в помещениях; 7 – участки труб проточного вертикального стояка; 8 – участки труб вертикального стояка с замыкающими участками у отопительных приборов; 9 – участки труб вертикального стояка с замыкающими участками с наличием терморегуляторов у отопительных приборов; 10 – расширительный бак; 11 – воздухоотводчики; 12 – краны аварийного отключения стояков; а) – проходной стояк; б) – стояк с замыкающими участками у отопительных приборов и ручной регулировкой расхода горячей воды через отопительный прибор; в) – стояк с замыкающими участками у отопительных приборов с терморегуляторами

Рис. 4.4, а отвечает схеме с проточным стояком, когда горячая вода последовательно проходит по приборам всех этажей здания. В стояке расчетный перепад температур одинаков $95-70\text{ }^{\circ}\text{C}$, но расход воды через каждый отопительный прибор, присоединенный к данному стояку, будет одинаков и определяется по формуле:

$$G_{w.ст} = \frac{\sum Q_{т.от} \cdot 3,6}{\Delta t_{ст} \cdot c_w}, \text{ кг/ч.} \quad (4.2)$$

Сумма потребности в теплоте $\Sigma Q_{\text{т.от}}$ отапливаемых по высоте от вертикального стояка помещений, в которых установлены отопительные приборы 6, определяется расчетом для каждого помещения по выше рассмотренным в главе 2 формулам (2.19) или (2.21). Для каждого отапливаемого помещения по расчетному тепловому режиму определена расчетная потребность в теплоте $Q_{\text{т.от}}$, Вт. Расход горячей воды через отопительный прибор постоянен и определяется расчетным расходом по стояку $G_{\text{в.ст}}$, вычисленным по формуле (4.2).

Для верхнего этажа поверхность нагревательного прибора определяется по формуле:

$$F_{\text{от.пр.вр.}} = \frac{Q_{\text{т.от.верх}} \cdot 3,6}{K_{\text{верх}} \cdot \left(\frac{95 + t_{\text{вт2.верх}}}{2} - t_{\text{в}} \right)}, \text{ м}^2. \quad (4.3)$$

Коэффициент теплопередачи K отопительных приборов с естественной конвекцией нагреваемого воздушного потока зависит от средней величины температуры на его поверхности и конструктивных особенностей отопительного прибора. Для одинаковых конструкций отопительных приборов с понижением средней температуры на его поверхности снижается величина коэффициента теплопередачи.

В однотрубной системе с верхней раздачей средняя температура на поверхности отопительного прибора будет снижаться и соответственно будет снижаться величина K . По результатам испытаний конкретного отопительного прибора при теплоносителе – воде устанавливается опытная зависимость:

$$K_{\text{от.пр}} = m \Delta t_{\text{ср}}^n \cdot \hat{G}_{\text{вт}}^p, \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C}), \quad (4.4)$$

где m, n, p – опытные числовые показатели, зависящие от конструктивных и гидравлических особенностей отопительного прибора; $\Delta t_{\text{ср}}$ – средний температурный напор горячей воды в отопительном приборе, определяется по формуле:

$$\Delta t_{\text{ср}} = 0,5 (t_{\text{г.вх}} + t_{\text{г.вых}}) - t_{\text{в}}, ^\circ\text{C}; \quad (4.5)$$

$\hat{G}_{\text{вт}}$ – относительный расход воды в отопительном приборе по сравнению с расчетным расходом при испытаниях:

$$\hat{G}_{\text{вт}} = G_{\text{вт}}/360, \quad (4.6)$$

где $G_{\text{вт}}$ – действительный расход горячей воды через прибор, кг/ч; 360 кг/ч – расход воды при испытаниях отопительного прибора.

В последующем после верхнего этажа помещения температура горячей воды, поступающей в отопительный прибор, будет $t_{\text{ит.верх}2}$ (без учета охлаждения воды в трубах), как это следует из формулы (4.3). Требуемая поверхность отопительного прибора при равенстве $Q_{\text{т.от.верх}}$ будет больше. Из нижнего отопительного прибора горячая вода должна в расчетном режиме выходить с температурой $t_{\text{ит.об}} = 70^\circ\text{C}$.

В настоящее время разработана компьютерная программа для расчета однотрубных систем отопления для зданий различной этажности и для применения различных конструкций отопительных приборов. Используя эти программы, на компьютерах производится теплотехнический и гидравлический расчеты систем отопления.

На рис. 4.4, б показана **схема стояка однотрубной системы отопления с устройством замыкающих участков между входящими и выходящими из отопительного прибора трубопроводами**. Наличие замыкающих участков у отопительных приборов позволяет изменять расходы воды через отопительные приборы по этажам путем изменения положения регулировочного штока в ручном вентиле. Изменяя расход горячей воды через отопительный прибор $g_{\text{от.пр}}$, на стояке достигается и повышение температуры горячей воды, поступающей в отопительный прибор на последующем этаже. Это создает большую возможность для выбора рациональной поверхности отопительного прибора, совпадающей с выпускаемыми промышленностью отопительными приборами.

На рис. 4.4, в показана **схема стояка однотрубной системы отопления с наличием замыкающих участков и установкой на входе в отопительные приборы автоматических терморегуляторов**. Сокращение терморегулятором расхода горячей воды в помещениях верхних этажей вызовет увеличение теплоотдачи отопительных приборов на нижних этажах, где по условиям теплового режима в помещениях не требовался более высокий нагрев помещений. Это вызовет перегрев в нижних помещениях и терморегуляторы у этих отопительных приборов должны будут сократить расход через них горячей воды.

Необходимо отметить, что в 40—90-х годах прошлого века основополагающим требованием в строительстве было требование сокращения капитальных затрат. Однотрубные системы отопления дешевле в изготовлении, позволяли применять приготовленные на заводах готовые монтажные узлы, что удешевляло и ускорило строительство.

Однако с современных позиций снижения энергозатрат и обеспечения поквартирного учета расхода теплоты предпочтение отдается двухтрубным системам отопления. На рис. 4.5 показана двухтрубная система отопления с верхней разводкой.

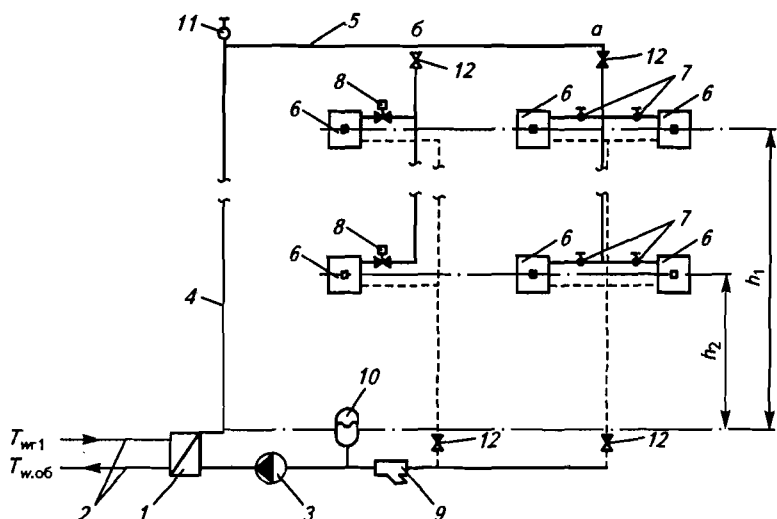


Рис. 4.5. Двухтрубная система отопления с верхней разводкой
 1 – пластинчатый теплообменник нагрева воды в контуре системы отопления; 2 – подающий и обратный трубопроводы подачи теплоты от центрального источника (ТЭЦ или котельной); 3 – насос циркуляции воды по системе отопления; 4 – вертикальный магистральный подающий трубопровод горячей воды (главный стояк); 5 – распределительные магистральные трубопроводы верхней разводки воды; 6 – отопительные приборы в помещениях; 7 – вентили ручного регулирования расхода горячей воды через отопительный прибор; 8 – терморегуляторы; 9 – водяной фильтр; 10 – герметичный расширительный сосуд с гибкой внутренней перегородкой (мембраной); 11 – воздухоотводчик; 12 – запорные краны аварийного отключения стояков; а – вертикальный стояк с отопительными приборами, имеющими ручные вентили регулирования расхода горячей воды через отопительный прибор; б – стояк с отопительными приборами, имеющими автоматические терморегуляторы

В пластинчатом теплообменнике 1 в расчетном режиме нагревается вода до $t_{\text{вг1}} = 95^\circ\text{C}$, которая от работы насоса 3 по стояку 4 подается в верхний горизонтальный распределительный трубопровод 5. От распределительного трубопровода 5 по стоякам горячая вода поступает к каждому отопительному прибору с примерно постоянной температурой $t_{\text{вг1}} = 95^\circ\text{C}$ (если не учитывать отдачу теплоты в соединительных трубопроводах). Отопительный прибор 6 в каждом помещении отдает теплоту, равную теплотерям и расходу теплоты на подогрев приточного (или инфильтрующего) наружного воздуха $Q_{\text{т.от}}$, Вт. Расход горячей воды через отопительный прибор 6 определяется по формуле:

$$G_{\text{вт}} = \frac{Q_{\text{т.от}} \cdot 3,6}{(t_{\text{вг1}} - t_{\text{об}})c_w}, \text{ кг/ч.} \quad (4.7)$$

Для всех отопительных приборов на одном стояке по формуле (4.7) вычисляют требуемые расходы горячей воды. Сумма вычисленных расходов горячей воды через отдельные отопительные приборы b определяет расход горячей воды по стояку $\Sigma G_{\text{ит.ст.}}$, кг/ч. Сумма расходов горячей воды по всем стоякам системы отопления определяет требуемую производительность циркуляционного 3 насоса $Q_{\text{ит.}}$, м³/ч. Требуемый напор насоса 3 определяется расчетом потерь давления, что подробно излагается ниже.

От водонагревающего теплообменника 1 в расчетных условиях холодного периода насосом 3 подается по стоякам горячая вода с температурой $t_{\text{ит1}} = 95^\circ\text{C}$. Из отопительных приборов обратная вода должна иметь температуру не выше $t_{\text{в.об}} = 70^\circ\text{C}$. Это показывает, что в отличие от однотрубной системы отопления (см. рис. 4.4) в двухтрубной системе отопления (рис. 4.5) средняя температура на поверхности отопительных приборов b будет одинаковой (не учитывая понижения температуры воды в трубопроводах). Поэтому регулировочное изменение расхода горячей воды через любой отопительный прибор b не вызовет изменения температуры горячей воды, поступающей в другие отопительные приборы.

На рис. 4.5, *a* показан стояк с применением ручных вентилей 7, что дает возможность потребителям регулировать расходом горячей воды теплоотдачу отопительного прибора. На рис. 4.5 *б* показан современный наиболее энергетически рациональный метод регулирования тепловой производительности отопительных приборов с помощью терморегуляторов 8. Для обеспечения надежности работы терморегуляторов 8 на циркуляционных трубопроводах ставится водяной фильтр 9. Для компенсации температурного расширения объема воды, циркулирующей в системе отопления, служит герметичный расширительный сосуд 10, имеющий внутри гибкую перегородку (мембрану), над которой накаченным в сосуд азотом поддерживается давление больше атмосферного.

Для выпуска воздуха из системы отопления служит автоматический воздухоотводчик 11, устанавливаемый в самой верхней точке системы. Для аварийного отключения от системы циркуляции отдельных стояков служат ручные запорные краны 12.

При регулировании тепловой производительности отопительных приборов путем изменения через них расхода горячей воды, как было показано выше по графикам на рис. 3.13, происходит изменение напора, развиваемого циркуляционным насосом 3 (см. рис. 4.4 и 4.5). Для экономии электроэнергии и обеспечения гидравлической устойчивости систем отопления в качестве циркуляционных насосов рекомендуется применение насосов с элек-

тронным регулированием типа UPE (см. характеристики насосов UPE на графике рис. 3.14).

4.1.3. Квартирные системы отопления

Наиболее полно современным требованиям индивидуального учета потребителями расхода теплоты на отопление отвечают квартирные системы отопления. На рис. 4.6 показана двухтрубная система с нижней разводкой трубопроводов по лучевой схеме.

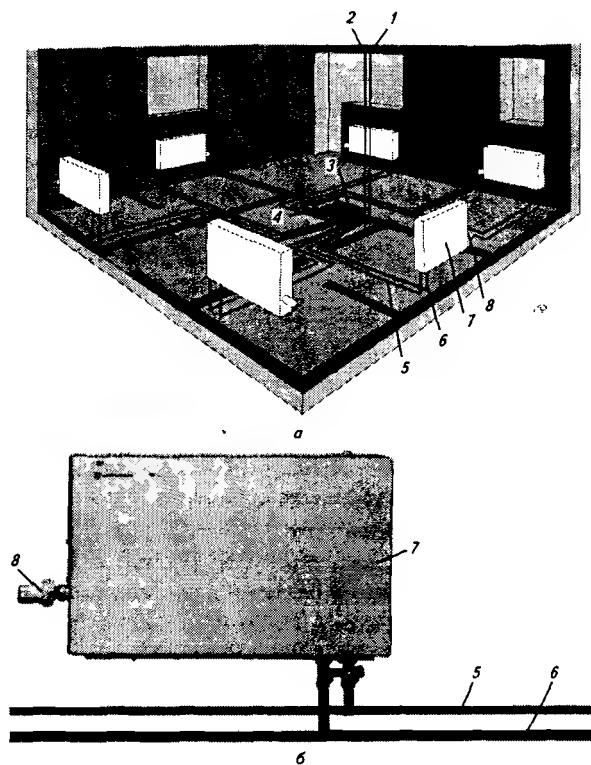


Рис. 4.6. Принципиальная схема квартирной двухтрубной системы отопления с нижней разводкой с применением в качестве отопительных приборов отечественных конвекторов «Сантехпром Авто»

а – лучевая схема горизонтальной разводки; *б* – внешний вид конвектора «Сантехпром Авто» с нижним присоединением трубопроводов (нижняя разводка); 1 – вертикальный магистральный трубопровод подачи горячей воды; 2 – вертикальный магистральный трубопровод сбора обратной воды; 3 – распределительная гребенка со счетчиком поступления горячей воды в систему отопления квартиры; 4 – сборная гребенка обратной воды; 5 – подающий трубопровод горячей воды к отопительному прибору; 6 – обратный трубопровод; 7 – конвектор; 8 – головка терморегулирующего вентиля

Во внутренней шахте проходят вертикальные подающий 1 и сборный обратный 2 магистральные трубопроводы. К подающему стояку 1 присоединяется через счетчик замера расхода горячей воды распределительная гребенка 3. К сборному обратному стояку 2 присоединяется сборная гребенка 4 обратной воды. От распределительной гребенки 3 к каждому отопительному прибору по лучевой схеме отводятся подающие 5 трубопроводы горячей воды, а к сборной гребенке 4 присоединяются обратные трубопроводы 6 от отопительных приборов, которые размещаются по периметру наружных строительных ограждений квартиры. В качестве отопительных приборов 7 применены отечественные конструкции высокоэффективных автоматизированных конвекторов «Сантехпром Авто». На трубопроводах внутри конвектора смонтирован клапан терморегулятора, а из кожуха выступает только терморегулирующая головка для настройки жильцами желаемой температуры воздуха в помещении.

Подающие 5 и обратные 6 трубопроводы выполнены из металлополимерных труб диаметром 15 мм, которые при монтаже укладываются на подготовку пола. При заливке верхнего слоя пола у мест монтажа отопительных приборов выступают только патрубки подающего 5 и обратного 6 трубопроводов. Конвекторы 7 устанавливают в комнатах после окончания отделочных работ и легко соединяют с выступающими из пола патрубками 5 и 6. Это позволяет сохранить качественный внешний вид конвекторов «Сантехпром Авто», которые поставляются с завода в специальной картонной таре.

В квартирных системах отопления по схеме рис. 4.6 создаются условия для стимулирования владельцев квартир к экономии теплоты, расходуемой на отопление квартиры. В рабочие дни, когда в дневные часы все жильцы покидают квартиру, перед уходом можно поставить настройку терморегуляторов на поддержание температуры до 10–12 °С, что можно рассматривать как дежурное отопление. Медиками установлено, что для хорошего ночного сна целесообразно поддерживать в спальнях комнатах температуру воздуха на уровне 16–17 °С, что ниже дневного комфортного уровня $t_b = 20$ °С.

4.1.4. Автономные (коттеджные) системы отопления

Еще большие возможности для стимулирования к экономии теплоты достигаются в автономных системах отопления. В последние годы широкое развитие получило строительство жилых загородных домов. Наибольшее применение в таких домах получи-

ли автономные системы отопления. Результаты многолетних натурных испытаний показали значительные энергетические преимущества автономных систем отопления, совмещенных с вентиляцией и горячим водоснабжением коттеджей. Для приготовления санитарной нормы наружного воздуха и сохранения воздушного режима в помещениях применяются приточно-вытяжные агрегаты с двухступенчатой утилизацией теплоты вытяжного воздуха на нагрев санитарной нормы приточного наружного воздуха. На рис. 4.7 представлена принципиальная схема приточно-вытяжного агрегата на базе кондиционеров типа VPL производства датской фирмы «Нилан». Агрегат состоит из двух блоков: *А* — фильтровально-утилизационный блок, изготавливается в России; *Б* — компрессорно-вентиляторный блок, изготавливаемый фирмой «Нилан» (Дания).

На рис. 4.7 длина блоков *А* и *Б* показана для двух производительностей по воздуху:

максимальной $L_{\text{пн}} = 20\,000 \text{ м}^3/\text{ч}$ при длине блока $l_A = 1250 \text{ мм}$ и длине блока $l_B = 2250 \text{ мм}$;

минимальной $L_{\text{пн}} = 300 \text{ м}^3/\text{ч}$ при длине блока $l_A = 700 \text{ мм}$ и длине блока $l_B = 650 \text{ мм}$.

Размеры поперечного сечения блоков *А* и *Б* определяются скоростью воздуха в этом сечении в 2,5 м/с. Приточно-вытяжные агрегаты производительностью $L_{\text{пн}} = 300 \text{ м}^3/\text{ч}$ удобно применять в коттеджах и многокомнатных квартирах. На входе приточного наружного воздуха $L_{\text{пн}}$ и удаляемого вытяжного воздуха L_y установлены воздушные клапаны 1 с электроприводами, имеющими электрическую связь с пускателем электродвигателя соответственно приточного 8 и вытяжного 9 вентиляторов.

Оба блока *А* и *Б* горизонтальной перегородкой с теплоизоляцией разделены на два воздушных тракта: верхний — для прохождения санитарной нормы приточного наружного воздуха $L_{\text{п.н}}$; нижний — для прохождения вытяжного удаляемого воздуха L_y .

При работающих вентиляторах 8 и 9 зимой в блок *А* через открытые воздушные клапаны 1 по присоединительному воздухопроводу 10 поступает холодный наружный воздух с расчетной температурой $t_{\text{н.х}} = -26^\circ\text{C}$. Через присоединительный воздухопровод 11 в нижний тракт поступает вытяжной воздух L_y с $t_{y1} = +25^\circ\text{C}$. После очистки в фильтрах 2 холодный поток проходит через верхний теплоотдающий теплообменник установки утилизации 3, где повышает температуру до $t_{\text{н2}} = -4,4^\circ\text{C}$ от теплоты из вытяжного воздуха в нижнем теплообменнике.

Процесс работы установки утилизации подробно рассмотрен в разделе 3 при построении на $I-d$ — диаграмме на рис. 3.8. Холо-

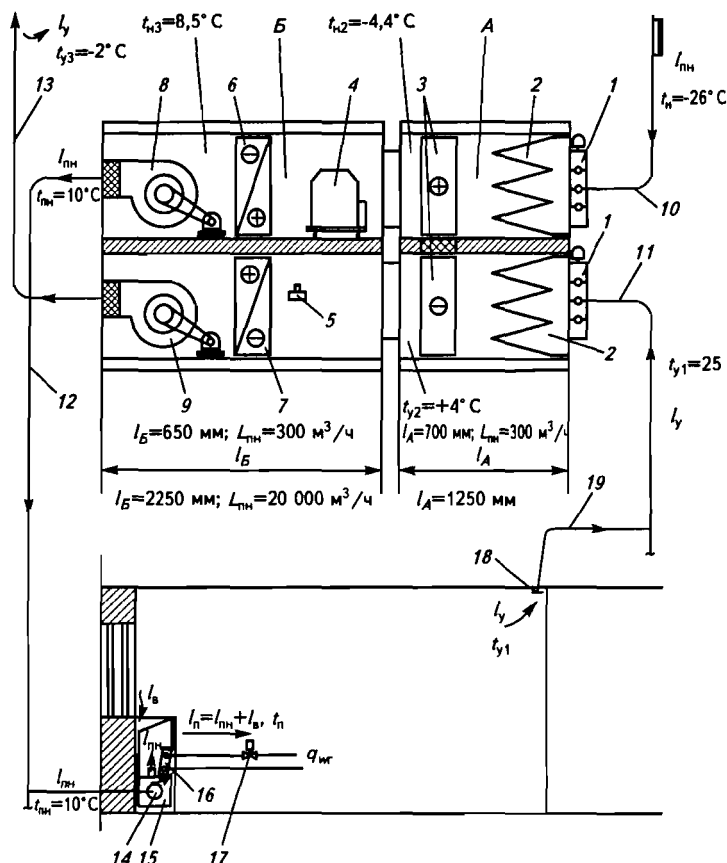


Рис. 4.7. Принципиальная схема водяной системы отопления, совмещенной с приточно-вытяжной вентиляцией

А – фильтровально-утилизационный блок; Б – компрессорно-вентиляторный блок;
 1 – воздушные клапаны с электрическим приводом; 2 – карманные фильтры; 3 –
 теплообменники установки утилизации с насосной циркуляцией антифриза; 4 –
 компрессор холодильной машины; 5 – автоматический четырехходовой клапан
 изменения направления движения рабочего агента – «фреона 22»; 6 – теплооб-
 менник холодильной машины в тракте приточного воздуха, выполняющий роль
 воздухонагревателя зимой (знак +) и воздухоохладителя летом (знак –); 7 – тепло-
 обменник холодильной машины в тракте вытяжного воздуха, выполняющий
 роль воздухоохладителя зимой (знак –) и воздухонагревателя летом
 (знак +); 8 – приточный вентилятор; 9 – вытяжной вентилятор; 10 – воздуховод
 забора санитарной нормы приточного наружного воздуха; 11 – воздуховод забо-
 ра из кухни и санузлов вытяжного воздуха; 12 – приточный воздуховод; 13 –
 выброное устройство вытяжного воздуха; 14 – гибкий отвод диаметром 100 мм;
 15 – камера первичного воздуха с соплами; 16 – теплообменник, питаемый горя-
 чей водой от местного источника теплоснабжения (газового настенного котла);
 17 – терморегулятор; 18 – вытяжка из помещения; 19 – вытяжной отвод из кухни
 и других мест вытяжки

дильная машина в блоке *Б* состоит из компрессора 4, четырехходового автоматического клапана 5, теплообменника 6 в потоке $L_{\text{пн}}$ и теплообменника 7 в потоке $L_{\text{г}}$. Соединенные медными трубками части холодильной машины после вакуумирования заправляются рабочим агентом «фреон 22». При атмосферном давлении «фреон 22» кипит при температуре $-29,8^{\circ}\text{C}$. При более высоких давлениях, создаваемых от работы компрессора, «фреон 22» превращается в жидкость.

В зимний период холодильная машина в блоке *Б* используется для второй ступени нагрева приточного наружного воздуха и этот режим работы холодильной машины называют **тепловым насосом**. Компрессор 4 через автоматический клапан 5 нагнетает в трубки теплообменника 6 газообразный «фреон 22». От работы вентилятора 8 к теплообменнику 6 поступает приточный наружный воздух, нагретый в первой ступени утилизации до $t_{\text{н2}} = -4,4^{\circ}\text{C}$ (см. рис. 4.7).

Газообразный «фреон 22» в трубках теплообменника 6 имеет температуру порядка 20°C . Это обеспечивает нагрев проходящего со стороны оребрения трубок теплообменника 6 приточного наружного воздуха до температуры $t_{\text{н3}} = +8,5^{\circ}\text{C}$.

После нагрева приточный наружный воздух по приточному воздуховоду 12 с температурой $t_{\text{п.н}} = +10^{\circ}\text{C}$ подается вентилятором 8 к доводчикам эжекционным (ДЭ), смонтированным под окнами в комнатах.

При охлаждении в трубках теплообменника 6 «фреон 22» превращается в жидкость и теплота охлаждения и конденсации «фреона 22» передается на нагрев приточного наружного воздуха. Далее жидкий «фреон 22» через автоматический клапан 5 и дроссельное устройство поступает в трубки теплообменника 7 при пониженном давлении и кипит при температуре порядка -8°C . Теплота на испарение «фреона 22» отбирается от вытяжного воздуха, поступающего от работы вентилятора 9 к оребрению трубок теплообменника 7. Охлаждение вытяжного воздуха с начальной температурой $t_{\text{г2}} = +4^{\circ}\text{C}$ протекает с обильной конденсацией влаги.

Так как на поверхности оребренных трубок теплообменника 7 устанавливается отрицательная температура, то выпадающий из вытяжного воздуха конденсат превращается в иней и лед. На поверхности трубок теплообменника 7 установлены датчики, которые контролируют накопление слоя инея. При достижении инеем контролируемой датчиком толщины следует через микропроцессор, встроенный в агрегат, команда на остановку электродвигателей приточного 8 и вытяжного 9 вентиляторов, а также переключе-

чение автоматического клапана 5. При этом компрессор 4 продолжает работать и горячие пары «фреона 22» через клапан 5 нагнетаются в трубки теплообменника 7, что вызовет быстрое оттаивание инея и образовавшаяся вода отводится в канализацию (или утилизируется). Процесс оттайки теплообменника 7 длится 2–3 мин., при работе теплового насоса – до 60 мин.

Подогретый до $t_{\text{пн}} = +10^\circ\text{C}$ приточный наружный воздух из приточного воздуховода 12 по отводу 14 поступает в камеру первичного воздуха 15 ДЭ и выходит через сопла $l_{\text{пн}}$. Эжектируемый внутренний воздух $l_{\text{в}}$ проходит со стороны оребрения трубок теплообменника 16. От работы насоса системы водяного отопления по трубкам теплообменника 16 проходит горячая вода $g_{\text{вт}}$, подаваемая от газового котла, установленного в коттедже во вспомогательном помещении. В верхней части обитаемых комнат, где установлены ДЭ, имеются вытяжные решетки 18, через которые вытяжной воздух от работы вентилятора поступает к местам вытяжки 19 из кухни, санузлов, ванной.

4.1.5. Методика расчета доводчиков эжекционных

Для расчета режимов работы доводчиков эжекционных (ДЭ) автором предложена методика (по результатам испытаний режимов нагрева эжектируемого воздуха в теплообменнике ДЭ), по которой вычислять удельный показатель тепловой производительности рекомендуется по формуле:

$$A_T = \frac{Q_{\text{т.ДЭ}}}{(t_{\text{вт1}} - t_{\text{в}})}, \text{ Вт}/^\circ\text{C}, \quad (4.8)$$

где $Q_{\text{т.ДЭ}}$ – требуемая тепловая производительность теплообменника ДЭ (поз. 16 рис. 4.7), Вт; $t_{\text{вт1}}$ – начальная температура поступающей в теплообменник ДЭ горячей воды, $^\circ\text{C}$; $t_{\text{в}}$ – температура эжектируемого внутреннего воздуха, поступающего на нагрев в теплообменнике ДЭ, $^\circ\text{C}$.

По результатам опытов установлено, что удельный показатель тепловой производительности A_T зависит от расхода горячей воды $G_{\text{вт}}$, кг/ч, через теплообменник и расхода первичного приточного наружного воздуха $l_{\text{п.н.}}$, $\text{м}^3/\text{ч}$, через сопла ДЭ.

На рис. 4.8 представлены графики зависимости удельных показателей A_T по результатам теплотехнических испытаний ДЭ 1.6. 30/90 в режимах нагрева эжектируемого внутреннего воздуха в теплообменнике (поз. 16 рис. 4.7), в который подавалась горячая вода с различной начальной температурой.

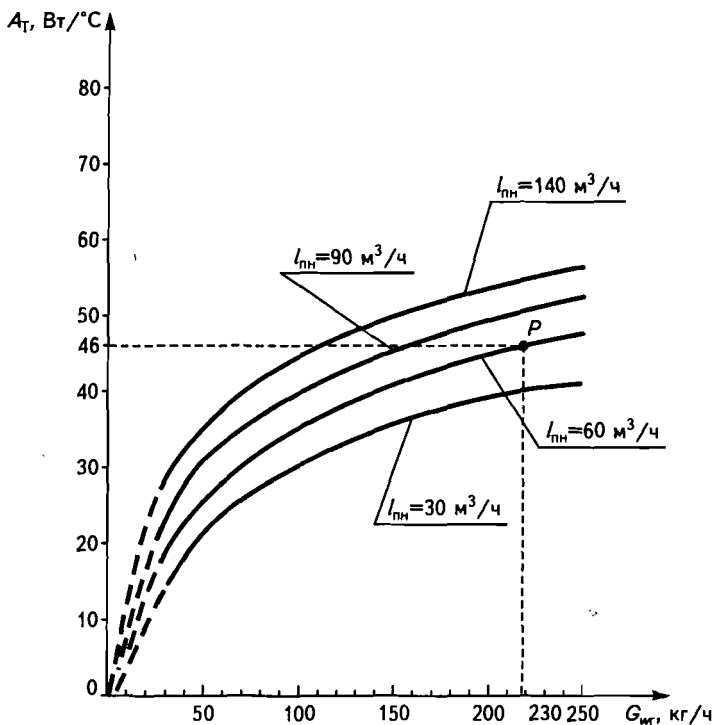


Рис. 4.8. Графическая зависимость удельного теплового показателя теплообменника (поз. 16 рис. 4.7) в доводчике эжекционного типа ДЭ 1.6 30/90

В главе 3 отмечено, что теплотехническая эффективность теплообменников ДЭ значительно выше, чем у традиционных отопительных приборов — радиаторов и конвекторов. Оценим это на конкретном примере.

Пример 4.1. Исходные условия: В угловой жилой комнате площадью 20 м^2 , имеющей одну глухую стену и одну стену с окном, удельные трансмиссионные теплопотери составляют $q_{\text{т.пот.тр}} = 32 \text{ Вт/м}^2$.

Требуется: Определить режим работы теплообменника ДЭ, установленного под окном комнаты.

Решение: 1. Вычисляем трансмиссионные теплопотери:

$$Q_{\text{т.пот.тр.}} = q_{\text{тр}} \cdot F_{\text{пом}} = 32 \cdot 20 = 640 \text{ Вт.}$$

2. Приточный наружный воздух подается в ДЭ от агрегата VPL с $t_{\text{п.н}} = +10^\circ \text{C}$ (см. рис. 4.7). Вычисляем тепловую нагрузку на теплообменник ДЭ (поз. 16 рис. 4.7) для обогрева приточного наружного воздуха: $l_{\text{пн}} = F_{\text{пом}} \cdot 3 = 20 \cdot 3 = 60 \text{ м}^3/\text{ч}$.

$$Q_{\text{т.пн}} = 60 \cdot 1,27 \cdot 1 \cdot (20 - 10)/3,6 = 212 \text{ Вт.}$$

3. Бытовые тепловыделения примем 10 Вт/м^2 :

$$Q_{\text{т.быт}} = 10 \cdot 20 = 200 \text{ Вт.}$$

4. Требуемая тепловая производительность теплообменника ДЭ:

$$Q_{\text{т.ДЭ}} = Q_{\text{т.пот. тр}} + Q_{\text{т.п.н}} - Q_{\text{т.быт}} = 640 + 212 - 200 = 652 \text{ Вт.}$$

5. По графику на рис. 4.8 на кривой $l_{\text{п.н}} = 60 \text{ м}^3/\text{ч}$ принимаем точку P , соответствующую рабочему режиму при рациональном расходе горячей воды через теплообменник $G_{\text{вт}} = 220 \text{ кг/ч}$, и находим, что достигается удельная тепловая производительность теплообменника $A_T = 46 \text{ Вт/}^\circ\text{C}$.

6. Из преобразованного выражения (4.8) вычислим требуемую температуру горячей воды при температуре эжектируемого воздуха $t_{\text{в}} = +20^\circ\text{C}$:

$$t_{\text{вт1}} = \frac{Q_{\text{т.ДЭ}}}{A_T} + t_{\text{в}}, ^\circ\text{C}. \quad (4.9)$$

По выражению (4.9) для рассматриваемого примера получим:

$$t_{\text{вт1}} = \frac{652}{46} + 20 = 14,2 + 20 = 34,2^\circ\text{C}.$$

7. Вычислим обратную температуру воды от теплообменника ДЭ:

$$t_{\text{ноб}} = t_{\text{вт1}} - \frac{Q_{\text{т.ДЭ}} \cdot 3,6}{G_{\text{вт}} \cdot c_{\text{вт}}}, ^\circ\text{C}. \quad (4.10)$$

Или по формуле (4.10) для рассматриваемого примера получим:

$$t_{\text{ноб}} = 34 - \frac{652 \cdot 3,6}{220 \cdot 4,2} = 31,5^\circ\text{C}.$$

В настоящее время в многоквартирных домах сооружаются системы отопления с автономным теплоснабжением. В каждой квартире устанавливается двухконтурный газовый котел с закрытой топкой и принудительным отводом дымовых газов.

На рис. 4.9 представлена функциональная схема настенного газового котла для систем квартирного водяного отопления и горячего водоснабжения.

К газовому клапану 6 присоединяется трубопровод подачи газа после квартирного газового счетчика. По команде датчика 7 контроля температуры нагрева воды через клапан 6 к газовой горелке 5 поступает природный газ, который автоматически зажигается от электродов 18. В закрытой камере сгорания газа 3 установлен теплообменник 4 для нагрева циркулирующей от работы насоса 13 воды. Изменение объема воды при изменении ее температуры компенсируется встроенным в котел расширительным баком 17 с гибкой перегородкой.

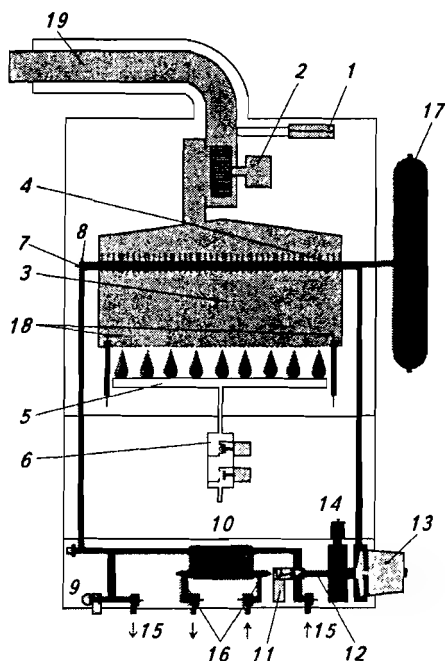


Рис. 4.9. Функциональная схема газового котла с закрытой камерой горения и двумя контурами нагрева воды для систем квартирного отопления и горячего водоснабжения

1 – кнопочный включатель; 2 – дымовой вентилятор; 3 – герметичная камера горения; 4 – теплообменник нагрева воды для системы отопления; 5 – газовая горелка; 6 – регулировочные клапаны подачи газа к горелкам; 7 – датчик контроля температуры нагретой воды; 8 – аварийный термостат; 9 – предохранительный клапан; 10 – пластинчатый теплообменник нагрева водопроводной воды для системы горячего водоснабжения квартиры; 11 – датчик контроля смешения воды; 12 – трехходовой автоматический клапан; 13 – насос циркуляции воды в системе отопления; 14 – воздуховыпускной автоматический клапан; 15 – запорные вентили контура циркуляции воды в системе отопления; 16 – запорные вентили в контуре горячего водоснабжения квартиры; 17 – герметичный расширительный бак с гибкой мембраной; 18 – электронное зажигание газа; 19 – дымоход

К контуру циркуляции горячей воды в котле к запорным вентилям 15 присоединяются металлопластиковые трубы подающего и обратного горизонтальных трубопроводов к отопительным приборам в помещениях (см. схему трубопроводов квартирной системы отопления на рис. 4.6).

В пластинчатом теплообменнике 10 через стенки пластин нагревается вода для системы горячего водоснабжения квартиры. Водопроводный трубопровод и трубопровод подачи воды к водоразборным устройствам в квартире присоединяются к запорным вентилям 16.

Из системы отопления обратная вода через вентиль 15 поступает к трехходовому автоматическому клапану 12, в котором смешивается с подогретой в теплообменнике 4 водой. Температура смеси контролируется датчиком 11. Воздух из системы циркуляции воды отводится в воздуховыпускном клапане 14. Из камеры горения 3 дымовые газы отводятся вентилятором 2, пускаемым в работу от включателя 1. Отвод дымовых газов в атмосферу осуществляется по дымоходу 19.

На рис. 4.10 представлено устройство квартирной системы отопления и горячего водоснабжения от автономных автоматизированных газовых котлов.

На рис. 4.10, а показано монтажное положение газового котла на стене кухни. Квартирная система отопления имеет расположенные в заделке пола подающий и обратный трубопроводы, присоединяемые к соответствующим вертикальным трубопроводам 1 и 2 к котлу через ручные вентили, смонтированные в корпусе котла (см. позицию 15 на схеме рис. 4.9). По трубопроводу 3 к пластинчатому теплообменнику, встроенному в корпус котла (см. поз. 10 на схеме рис. 4.9), через запорный вентиль поступает водопроводная вода. По трубопроводу 4 подогретая водопроводная вода поступает к местам горячего водоразбора. По трубопроводу 5 после газового счетчика 8 к регулирующим клапанам, встроенным в корпус котла (см. поз. 6 на схеме рис. 4.9), поступает природный газ. Продукты сгорания (дымовые газы) удаляются в атмосферу через дымоход 6. Передняя съемная декоративная крышка 7 газового котла служит для периодического обслуживания.

На рис. 4.10, б показаны конструктивные части газового котла при снятой крышке 7. Циркуляция воды через нагревающий теплообменник (см. поз. 4 на схеме рис. 4.9), расположенный в герметичной камере горения 10, по присоединительному трубопроводу происходит от работы циркуляционного насоса 9. Дымовые газы из герметичной камеры горения 10 засасываются от работы вентилятора 11 и удаляются по дымоходу 6, присоединяемому к патрубку 12.

На рис. 4.10, в показано присоединение через отвод 14 с запорным краном 15 газового квартирного счетчика 8 к вертикальному коллекторному газопроводу 13. По раздающему отводу 16 после газового счетчика 8 через запорные ручные краны 17 газ поступает к потребителям в квартире (газовому котлу, газовой плите).

Расположению подающих и обратных горизонтальных трубопроводов системы отопления в заливке пола квартиры и их присоединения к отопительным приборам отвечает схема на рис. 4.6.

В г. Белгороде в новом микрорайоне многоэтажные жилые дома оборудуются горизонтальными системами отопления с тепло-

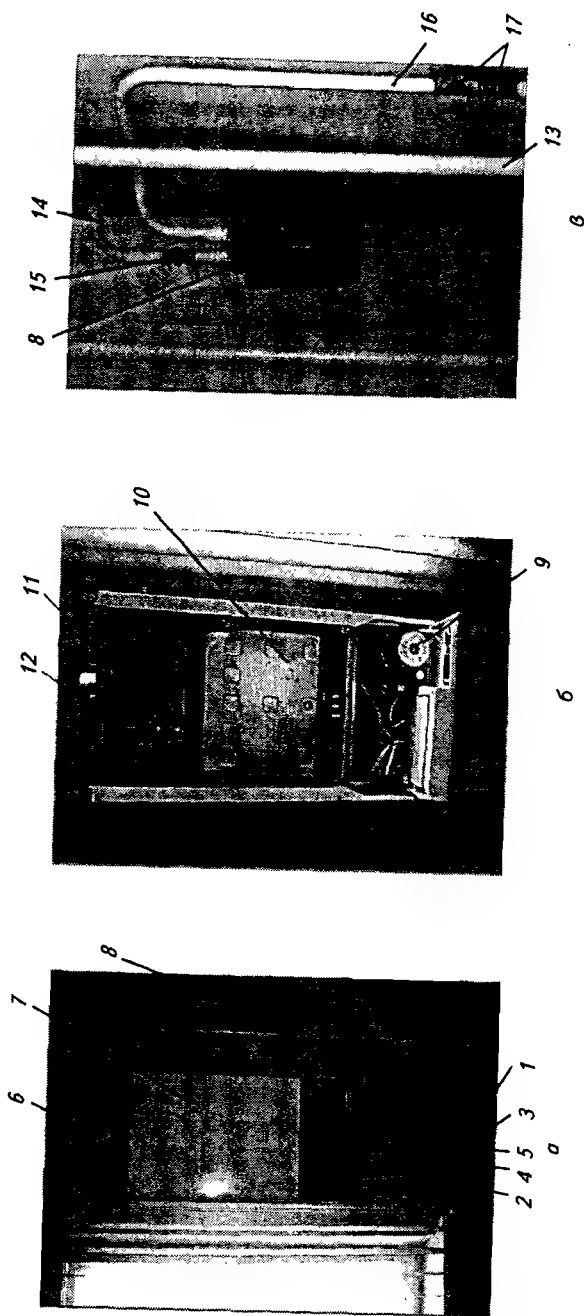


Рис. 4.10. Установка газового котла и газового счетчика в квартирной системе отопления и горячего водоснабжения
 а – внешний вид настенной установки газового котла на кухне: 1 – обратный трубопровод системы отопления; 2 – подающий трубопровод системы отопления; 3 – присоединительный трубопровод водопроводной воды; 4 – подающий трубопровод горячего водоснабжения; 5 – газовый трубопровод; 6 – дымоход выброса дымовых газов; 7 – передняя декоративная крышка; 8 – газовый счетчик; 8 – газовый котел с герметичной камерой сгорания при открытой передней декоративной крышке; 9 – насос циркуляции воды в квартирной системе отопления; 10 – герметичная камера горения; 11 – вентилятор удаления дымовых газов; 12 – патрубок присоединения дымохода выброса дымовых газов; в – вид установки газового счетчика в квартире: 8 – газовый счетчик; 13 – вертикальный газопровод многотажного здания для снабжения природным газом блока квартир; 14 – отвод от вертикального газопровода к газовому счетчику; 15 – кран отключения газа в квартире; 16 – газопровод после счетчика для присоединения потребителей в квартире; 17 – ручные краны отключения потребителей газа в квартире

снабжением от настенных газовых котлов (см. рис. 4.10, а). Поквартирная система теплоснабжения с наличием квартирного счетчика расхода природного газа дает возможность жителям квартиры оценивать реальную стоимость теплоты, затрачиваемой ими на систему отопления и горячего водоснабжения. По результатам эксплуатации систем квартирного водяного отопления с автономным теплоснабжением от газовых котлов выявлено, что оплата жильцами за отопление и горячее водоснабжение стала меньше действующих тарифов.

В традиционных системах водяного отопления с теплоснабжением от ТЭЦ существующие тарифы для населения, по заявлениям производителей теплоты, покрывают только 40 % затрат. Поэтому местные органы вынуждены доплачивать 60 % за потребляемую населением теплоту и ежегодно происходит повышение стоимости теплоты для населения. Применение квартирных систем отопления с газовыми котлами освобождает местные бюджеты от дополнительных доплат за тепло от центральных источников, и отпадает необходимость ежегодного повышения тарифов за отопление и горячее водоснабжение.

За последние годы участились аварии на теплотрассах, вызванные значительным (до 70 %) износом труб. Из-за этого в зиму 2002–2003 годов во многих городах России целые районы и поселки оставались без теплоты, и в квартирах температура опускалась до 0 °С, замерзала вода в отопительных радиаторах, что приводило к их разрушению. На восстановление разрушенных систем отопления и прокладку новых трубопроводов теплоснабжения от центральных источников требуются значительные денежные и трудовые затраты. Эти затраты сопоставимы с устройством в домах поквартирных систем водяного отопления и теплоснабжения.

Необходимо отметить, что обычно работа котлов регулируется автоматически датчиком контроля температуры воздуха в представительном помещении. Более экономично проводить регулирование котла по уровню заданной температуры горячей воды, которая в программируемом комнатном термостате изменяется по показаниям температур наружного и внутреннего воздуха.

4.1.6. Аккумуляционные системы водяного отопления

В многоэтажных жилых домах высотой более 10 этажей для устранения загазованности кухонь от сгорания природного газа в бытовых газовых плитах устанавливаются электрические четырехконфорочные плиты. Это обуславливает подведение к каждой квартире электрического кабеля мощностью 14 кВт. В дневные

часы в квартире эта электрическая мощность расходуется на приготовление пищи на электрической плите, освещение, работу электробытовых приборов (стиральных машин, холодильников, электроутюгов и др.) и зрелищно-развлекательной аппаратуры (телевизоров, музцентров и др.). В ночные часы потребление в квартире электроэнергии снижается до 10–15 % дневной мощности. Ночное снижение потребления электроэнергии характерно и для работы промышленных предприятий, городского транспорта (метро, троллейбусы), функционирования общественных зданий.

Для выравнивания суточного графика потребления электроэнергии введены дешевые ночные тарифы на электроэнергию. Так, например, в Москве с 7 ч утра до 23 ч вечера она оплачивается по одному тарифу, а в ночное время с 23 ч до 7 ч утра по цене в 6 раз меньше.

Отечественная промышленность выпускает электрические счетчики с двумя временными периодами учета затраченной электроэнергии. Использование дешевой электроэнергии в ночные часы позволяет создавать экономичные системы отопления с автономным теплоснабжением от баков-аккумуляторов, в которых ночью вода нагревается до 90 °С. Ночное теплоснабжение системы отопления осуществляется от работы электрического котла, который отключается в 7 ч утра. В дневные часы в систему отопления подается горячая вода из баков-аккумуляторов, нагретая в ночные часы дешевого тарифа электроэнергии.

С целью снижения требуемого объема баков-аккумуляторов ночного нагрева воды до 90 °С в качестве отопительных приборов рационально использовать доводчики эжекционные. В теплообменник ДЭ достаточно подавать воду с температурой 40 °С. Принципиальная схема теплоснабжения квартирной системы отопления осуществляется по горизонтальной двухтрубной схеме. Трубопроводы укладываются на основу пола и закрываются при его отделке, как это показано на схеме рис. 4.6 (подробно см. раздел 9.7).

4.2. Устройства систем водяного отопления

Основные конструктивные элементы, входящие в системы водяного отопления, рассмотрены выше в разделе 4.1. Отметим некоторые вспомогательные устройства, входящие в системы водяного отопления.

Устройства для заполнения и опорожнения систем отопления

После окончания монтажа отопительных приборов и трубопроводов необходимо промыть водопроводной водой систему и уда-

лить из нее загрязнения и сварочную окалину. Для промывки, спуска воды и последующего заполнения часто используются ручные насосы типа ГН-60, развивающие напор до 60 м вод. ст. Масса насоса 13,7 кг. На рис. 4.11 представлена принципиальная схема присоединения ручного насоса в сети системы отопления, водопровода и канализации.

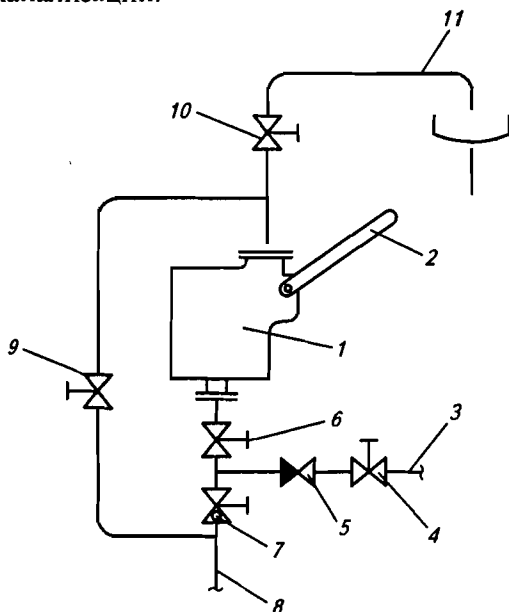


Рис. 4.11. Принципиальная схема подключения ручного насоса к системе отопления, водопроводу и канализации

1 – ручной насос; 2 – поворотная рукоятка для ручного перемещения нагнетательного элемента насоса; 3 – подключение к водопроводной сети; 4 – ручной кран; 5 – обратный клапан; 6 – ручной кран отключения насоса от водопровода; 7 – ручной кран отключения насоса от системы отопления; 8 – присоединение к системе отопления; 9 – перепускной кран; 10 – кран спуска воды в канализацию; 11 – спускной трубопровод

При заполнении системы отопления водопроводной водой без работы ручного насоса 1 закрываются клапаны 6 и 9. Открываются клапаны 4 и 7. Из трубопровода 3 через обратный клапан 5 и открытые клапаны 4 и 7 водопроводная вода по присоединительному трубопроводу 8 поступает в систему отопления.

Обычно давление в сети водопровода составляет порядка 20 м вод. ст. и это не позволяет заполнить систему отопления водой с высотой расположения отопительных приборов и трубопроводов выше 20 м. В этих случаях, после заполнения нижней части системы отопления, закрывается клапан 7 и открываются клапаны 9 и 6.

Водопроводная вода поступает к ручному насосу 1 и путем многократного поворота (качания) рукоятки 2 она постепенно заполняет верхнюю часть системы отопления. Возможный развиваемый напор ручного насоса типа ГН-60 позволяет поднимать воду в системе отопления при заполнении на высоту до 60 м.

При промывке водопроводной водой (и при эксплуатационной необходимости) опорожнение системы отопления осуществляется в следующей последовательности: закрываются клапаны 9 и 4, открываются клапаны 7, 6 и 10. Под статическим напором водяного столба в системе отопления, расположенной выше места монтажа насоса 1, загрязненная вода по трубопроводу 11 будет сбрасываться в канализацию. Оставшаяся вода в нижних уровнях системы отопления будет удаляться ручным насосом 1.

Расширительный бак

Расширительный бак изготавливается цилиндрическим или прямоугольным по форме из листовой стали толщиной 3—4 мм с помощью сварки или штамповки. Верхняя часть бака 1 может быть открытой и тогда на ней размещается крышка 2 с уплотнением из резиновой прокладки, как это показано на рис. 4.12.

Открытый расширительный бак размещают над верхней точкой системы отопления в чердачном помещении или в лестничной клетке и покрывают тепловой изоляцией. К патрубку 3 присоединяется расширительная труба от системы отопления, а к патрубку 7 присоединяется труба для циркуляции воды в самом расширительном баке. .

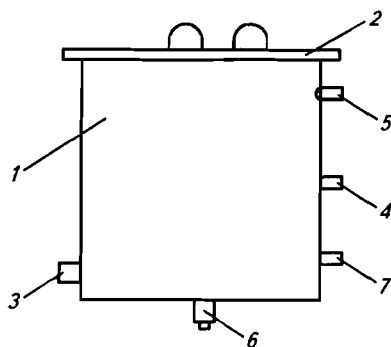


Рис. 4.12. Конструктивное решение расширительного бака

1 – прямоугольный или цилиндрический расширительный бак; 2 – верхняя крышка с герметичной прокладкой по периметру; 3 – патрубок присоединения трубопровода расширения воды из системы отопления; 4 – патрубок присоединения контрольного трубопровода; 5 – патрубок присоединения переливного трубопровода; 6 – сливной патрубок с пробкой; 7 – патрубок присоединения трубопровода циркуляции

К патрубку 5 присоединяется труба перелива воды в раковину канализации.

Объем воды между уровнями присоединения расширительной трубы к патрубку 3 и переливной трубы к патрубку 5 считают полезным объемом расширительного бака. Требуемый полезный объем расширительного бака $V_{p.б}$ определяется приростом объема воды, заполняющей систему отопления $V_{от.с.}$, m^3 при ее нагревании от $4\text{ }^{\circ}C$, когда объемная плотность воды составляет $\rho_x = 1000\text{ кг}/m^3$, до $95\text{ }^{\circ}C$, когда ее объемная плотность снижается до $\rho_r = 963\text{ кг}/m^3$. После нагревания масса воды сохраняется, но увеличивается ее объем. Прирост объема воды при ее нагреве и должен вместить расширительный бак. Отсюда объем расширительного бака находится по формуле:

$$V_{p.б} = V_{от.с} \left(\frac{\rho_x}{\rho_r} - 1 \right), m^3. \quad (4.11)$$

Подставим в формулу (4.11) известные величины и получим:

$$V_{p.б} = V_{от.с} \left(\frac{1000}{963} - 1 \right) = 0,0384 V_{от.с}, m^3. \quad (4.12)$$

Для определения объема воды в системе отопления в компьютерных программах расчетов элементов систем отопления заложены соответствующие запросы и ответы.

Существенным недостатком открытых расширительных баков является возможность «заражения» воды системы отопления кислородом воздуха и усиления коррозионных процессов металла системы теплоснабжения.

Этого недостатка лишены так называемые **герметичные расширительные баки**. За последние годы в системах отопления с насосной циркуляцией воды они получили большое распространение.

На рис. 4.13 показана принципиальная схема присоединения герметичного закрытого расширительного бака к системе насосной циркуляции горячей воды в системе отопления. В этом случае попадание кислорода воздуха в воду при эксплуатации системы практически исключается и кислородная коррозия, как правило, затухает.

В водо-водяном теплообменнике 1 от центральных трубопроводов 2 передается теплота на нагрев воды, поступающей по вертикальному магистральному трубопроводу 3 к отопительным приборам 11. Обратная вода от отопительных приборов по обратному трубопроводу 4 поступает к насосу 5. Насос 5 обеспечивает циркуляцию воды в системе отопления. Для ремонтных целей

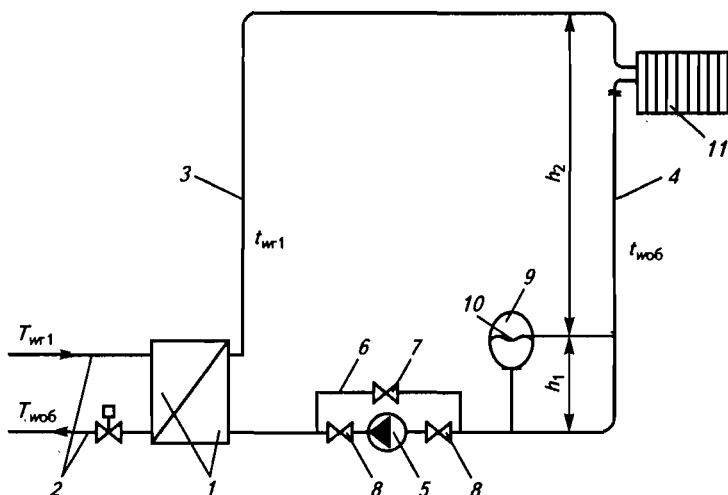


Рис. 4.13. Принципиальная схема присоединения герметичного расширительного бака в системе отопления

1 – водо-водяной теплообменник циркулирующей в системах отопления и теплоснабжения воды; 2 – трубопроводы системы теплоснабжения; 3 – подающий коллектор горячей воды $t_{w,r1}$; 4 – обратный коллектор охлажденной воды $t_{w,об}$; 5 – циркуляционный насос; 6 – обводной трубопровод; 7, 8 – запорные краны; 9 – герметичный расширительный бак; 10 – гибкая внутренняя перегородка (мембрана); 11 – отопительные приборы

предусмотрена обводная линия 6 с краном 7. При исправно работающем насосе 5 запорные краны 8 открыты, а кран 7 на обводном трубопроводе 6 закрыт. Если требуется ремонт или быстрая замена на запасной насос 5 краны 8 закрываются, а кран 7 открывается. От естественного напора происходит циркуляция воды по трубопроводам 3 и 4 и отопительным приборам 11. Охладившаяся вода с $t_{w,об}$ по обводному трубопроводу 6 поступает на нагрев в теплообменнике 1.

Для компенсации расширения объема воды служит герметичный бак 9, имеющий внутреннюю гибкую перегородку (мембрану) 10. Пространство в герметичном баке 9 над гибкой мембраной заполнено под давлением нейтральным газом – азотом или воздухом. Когда от повышения температуры воды в системе отопления увеличивается ее объем, то гибкая перегородка под напором увеличенного объема воды поднимается вверх. Находящийся над поднимающейся гибкой перегородкой газ сжимается и увеличивает свое давление, при этом возрастает давление и во всей системе отопления. Если объем расширительного бака окажется значительно меньше, вычисленного по формуле (4.11), то это может привести к созданию повышенного давления воды в нижних точ-

ках системы и разрушению соединений, кранов, вентилей и других элементов системы. Расчетное давление газа в расширительном баке сверху гибкой мембраны 10 должно превышать гидростатическое давление h_2 , показанное на рис. 4.13. Зарубежными фирмами на рынок России поставляются герметичные баки вместимостью от 2,2 до 425 л и давлением газа от 80 до 330 кПа при максимальной высоте статического столба жидкости до 30 м.

Устройства для сбора и удаления воздуха из систем отопления

В верхней части систем отопления необходимо предусмотреть устройства для удаления воздуха при заполнении системы водой и выделяющихся из воды в процессе эксплуатации растворенных газов (кислорода, азота, углекислоты).

Магистральные трубопроводы с верхней разводкой рекомендуются монтировать с уклоном против направления движения воды. Нижние магистральные трубопроводы всегда прокладываются с уклоном в сторону теплового пункта здания, где при опорожнении системы вода самотеком спускается в канализацию.

Рекомендуемая величина уклона магистралей 0,003 (3 мм на 1 м длины трубопровода). Скопление воздуха и других газов в отдельных участках системы отопления нарушает циркуляцию воды. В верхних частях системы отопления, где вода имеет наиболее высокую температуру и находится под пониженным давлением, из воды выделяется наибольшее количество растворенных в ней газов. Поэтому в этих местах устанавливаются воздухоотводчики и устройства для автоматического отвода газов из системы отопления. В последние годы широко применяются автоматические воздухоотводчики с присоединительной резьбой 3/8".

В корпусе диаметром 52 мм и высотой 90 мм с крышкой установлен поплавок с золотником, пружинка. В нижней части корпуса — присоединительный штуцер диаметром 3/8". На крышке установлена заглушка воздуховыпускного отверстия. Корпус и крышка воздухоотводчика выполнены из латуни, поплавка и золотника — из полимерных материалов. Автоматические воздухоотводчики должны устанавливаться в верхней точке отопительной системы в вертикальном положении.

На рис. 4.14 показан внешний вид автоматического воздухоотводчика фирмы «Данфосс».

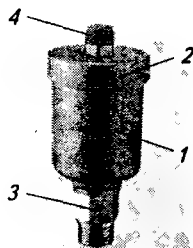


Рис. 4.14. Автоматический воздухоотводчик
1 — корпус; 2 — крышка; 3 — штуцер с резьбой диаметром 3/8" для присоединения к системе отопления; 4 — заглушка с воздуховыпускным отверстием

После заполнения системы отопления водой и ее опрессовки заглушку на крышке воздухоотводчика необходимо повернуть на 0,5 оборота. В процессе эксплуатации системы отопления воздуховыпускное отверстие в заглушке необходимо периодически прощипать и выпускать скопившийся воздух.

Водяные фильтры

Применение в системах отопления сетевых автоматических клапанов, водяных счетчиков и терморегуляторов у отопительных приборов требует обязательной установки на циркуляционных трубопроводах водяных фильтров. Это необходимо для исключения попадания под регулирующий конус клапана частичек окалины от сварки, продуктов коррозии металла и других загрязнений. Наличие частиц на проходном сечении клапана будет препятствовать плотному прилеганию регулирующего органа и тем самым ухудшит регулирующие возможности прибора автоматики.

На рис. 4.15 показан внешний вид (а) и конструктивные детали (б) водяных фильтров фирмы «Данфосс Россия». На корпусе 1 стрелкой (см. рис. 4.15, а) показано направление движения воды, которое должно быть выполнено при монтажном соединении фильтра с трубопроводами системы отопления.

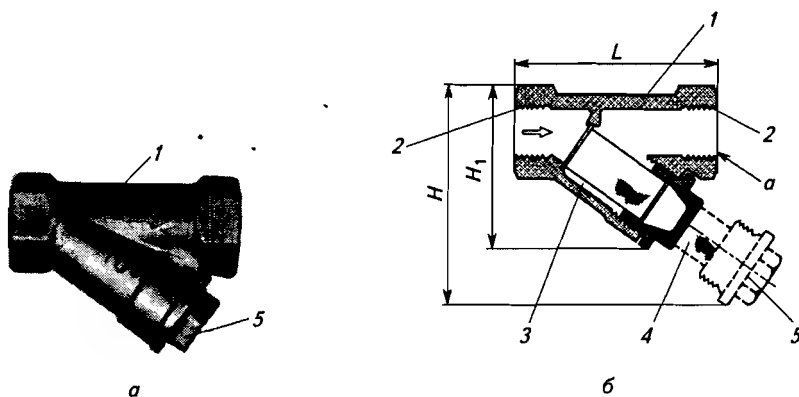


Рис. 4.15. Конструктивные особенности водяного фильтра для установки на трубопроводах систем отопления и водоснабжения
а – внешний вид; б – конструктивная схема; 1 – латунный или чугунный корпус фильтра; 2 – внутренняя резьба для присоединения трубопроводов диаметром от 10 до 50 мм; 3 – неподвижный каркас для фильтровального цилиндра; 4 – фильтровальный цилиндр с фильтрующей сеткой; 5 – пробка с резьбой для закрепления фильтровального цилиндра в корпусе

На рис. 4.15, б показано резьбовое соединение, которое применяется для фильтров с диаметром соединения от $1\frac{1}{2}$ " до 2". Большие диаметры трубопроводов от 50 до 300 мм присоединяются на

фланцах к корпусу фильтра, который делается из чугуна. Внутри корпуса 1 очищаемая вода проходит через сетчатый фильтр 4, устанавливаемый в рабочем положении путем закручивания пробки 5 с резьбовым соединением в неподвижный каркас 3.

Запорно-регулирующие и предохранительные устройства

Запорные краны перекрывают поток жидкости и применяются для полного отключения отдельных участков гидравлической сети системы отопления. Обязательно наличие запорных кранов на стояках, что позволяет отключать их для устранения неисправностей в этой части отопительной системы. По конструктивному исполнению затвора краны делятся на пробочные и шаровые, в которых затвор соответственно выполнен в форме пробки, шара или сферы.

На рис. 4.16 показано устройство пробочного крана. Он состоит из корпуса 1, в котором размещена пробка 2 (с отверстием 3), плотно притертая к гнезду корпуса 1, сальниковое уплотнение 4. При повороте пробки вокруг оси кран открывает или перекрывает поток воды. Кран изготавливается из чугуна, стали, латуни.

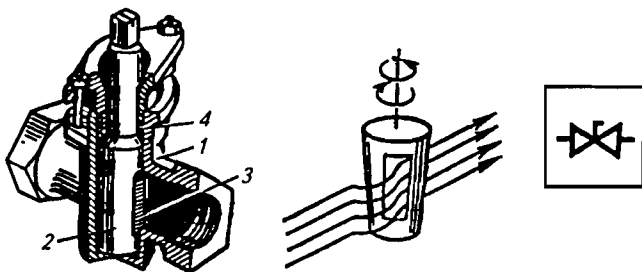


Рис. 4.16. Пробочный запорный кран
1 – корпус; 2 – пробка; 3 – отверстие в пробке; 4 – сальник

В последние годы в системах отопления широкое применение получили шаровые запорные краны, внешний вид и конструктивная схема которых показаны на рис. 4.17.

Шаровые краны состоят из: латунного корпуса 1; запорного поворотного шара 2 с центральным отверстием; штока 3 привода шара 2; сальникового фторопластового уплотнения 5; поворотной ручки 4 привода штока 3.

Открытое положение запорного крана характеризуется положением поворотной ручки 4 по потоку воды, как это показано на рис. 4.17, а. Потеря напора при прохождении воды через шаровой кран вычисляется по формуле:

$$\Delta H = \left(\frac{Q_w}{K_v} \right)^2 \cdot 100, \text{ кПа}, \quad (4.13)$$

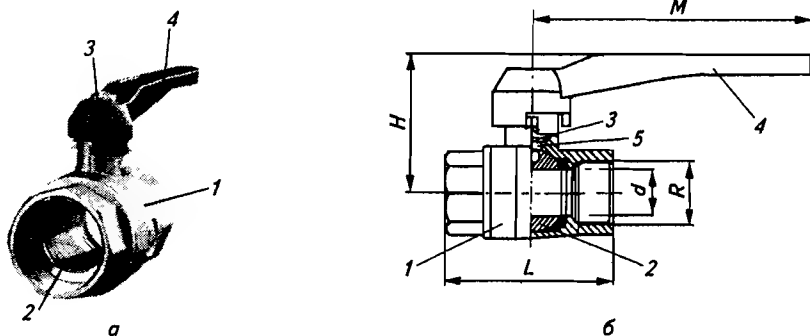


Рис. 4.17. Шаровой полнопроходной кран с внутренней соединительной резьбой
 а – внешний вид; б – конструктивная схема; 1 – корпус латунный или стальной;
 2 – запорный шар с отверстием; 3 – шток шарового крана; 4 – рукоятка поворота
 штока; 5 – сальниковое уплотнение

где Q_w – расчетный расход проходящей через шаровой кран воды, $\text{м}^3/\text{ч}$; K_v – условная пропускная способность крана, $\text{м}^3/\text{ч}$, приведенная в таблицах технических описаний кранов.

В табл. 4.1 приведены технические характеристики и габаритные размеры шаровых латунных никелированных полнопроходных кранов типа V 3000, производимых фирмой «Данфосс».

Благодаря применению сальниковых уплотнений из фторопласта обеспечивается высокая герметичность прохождения штока 3 через корпус 1. Не требуется эксплуатационное обслуживание сальников, например, пополнение смазки, как это имеет место в прежних отечественных конструкциях запорных кранов. Поворот ручки 4 на 90° обеспечивает полное перекрытие прохода воды по трубопроводу.

Фирма «Данфосс» производит шаровые клапаны типа V 3000 B, у которых в корпусе установлена сливная заглушка с воздухопускным устройством. Применение таких клапанов позволяет спускать воздух и сливать воду в отключенном участке системы отопления.

Пробочные и шаровые краны применяются только как запорные (но не регулировочные!) устройства, при этом следует учитывать, что быстрое закрытие их при больших давлениях и расходах жидкости может вызвать резкое повышение давления в сети – гидравлический удар, приводящий к разрушению трубопроводов, арматуры, приборов и др.

Регулирующие вентили служат для увеличения гидравлического сопротивления проходу воды путем закрытия части проходного отверстия в корпусе клапана. Регулировочные вентили с руч-

Таблица 4.1

**Технические характеристики и габариты шаровых кранов
типа V 3000**

Условный проход D_u , мм	Код изделия	Размер присоеди- нительной резьбы R , дюйм	Условное давление P_u , бар	Температура перемещаемой, среды, °C		Условная пропускная способность K_v , м³/ч
				$T_{мин}$	$T_{макс}$	
10	149B5039	$\frac{3}{8}$	20	-10	100	9,1
15	149B5040	$\frac{1}{2}$				15,5
20	149B5041	$\frac{3}{4}$				31,7
25	149B5042	1				58,5
32	149B5043	$1\frac{1}{4}$	16			96
40	149B5044	$1\frac{1}{2}$				160
50	149B5045	2				269
65	149B5054	$2\frac{1}{2}$	10			395
80	149B5055	3				535
100	149B5056	4				900

Условный проход D_u , мм	Размер присоеди- нительной резьбы R , дюйм	Габариты, мм				Масса, кг
		d^*	L	H	M	
10	$\frac{3}{8}$	10	42	40	90	0,155
15	$\frac{1}{2}$	14	54	45	90	0,195
20	$\frac{3}{4}$	19	55	48	90	0,265
25	1	25	68	60	115	0,445
32	$1\frac{1}{4}$	31	82	65	115	0,64
40	$1\frac{1}{2}$	39	89	81	150	0,92
50	2	49	107	93	180	1,545
65	$2\frac{1}{2}$	63	131	110	270	2,77
80	3	76	150	120	270	3,74
100	4	100	190	155	320	7,77

* Диаметр отверстия в шаре.

ным приводом применяются для выравнивания гидравлического сопротивления в кольцах циркуляции воды в системах отопления. Установка штоков ручных регулировочных вентилей производится в период наладки систем отопления для обеспечения расчетных расходов воды в каждом из колец системы отопления.

Современные системы отопления сооружаются с применением терморегуляторов RTD производства фирмы «Данфосс», конструкция которых рассмотрена выше на рис. 3.10. В этих терморегуляторах предусмотрена возможность ручной настройки гидравлического сопротивления клапана проходу воды.

На рис. 4.18 показана последовательность использования терморегулятора RTD в период монтажных и наладочных работ.

Монтаж в системе отопления клапана 1 терморегуляторов RTD производится при наличии защитного колпачка 2. После завершения монтажных работ производится промывка системы, очистка водяных фильтров от задержанных осадков. После повторного заполнения системы отопления водой производится ее опрессовка, например, с помощью ручных насосов, и включается циркуляция. После пробной циркуляции воды, как правило, от работы бессальникового циркуляционного насоса выпускается воздух из системы с помощью ручных или автоматических воздухоотводчиков (см. рис. 4.14).

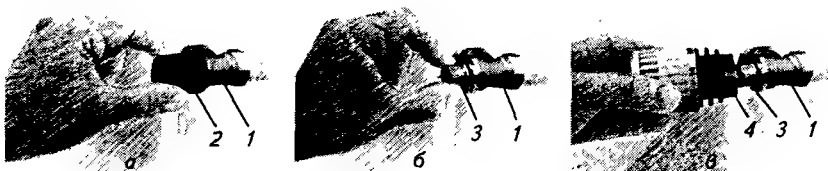


Рис. 4.18. Наладочное регулирование гидравлического сопротивления циркуляционных колец системы отопления с помощью терморегуляторов типа RTD
а – монтаж при наличии защитного колпачка; б – подъем и поворот настроечного кольца; в – установка термостатической головки; 1 – корпус клапана; 2 – защитный пластмассовый колпачек; 3 – настроечное кольцо клапана; 4 – термостатическая головка

В соответствии с проведенными расчетами гидравлического сопротивления при проходе расчетных расходов воды по кольцам циркуляции в системе отопления производится гидравлическое регулирование клапанов RTD. Первоначально снимается защитный пластмассовый колпачок 2 (рис. 4.18, а). Вручную поднимается настроечное кольцо 3 клапана 1 (рис. 4.18, б). Путем ручного поворота настроечного кольца 3 осуществляется смещение выбранной на окружности кольца цифры. Наладчик может выбирать 14 различных положений настроечного кольца 3, имеющего по окружности цифры с 1 по 7 с шагом деления 0,5.

Каждому фиксированному положению настроечного кольца 3 отвечает соответствующее положение открытия проходного сечения для воды в клапане 1. При фиксации положения настроечного кольца на отметке «N» сечение клапана 1 полностью открыто для прохода воды.

В положении «N» настроечного кольца 3 будет обеспечиваться наибольший расход воды через отопительный прибор. Поворотом настроечного кольца 3 достигается смещение запорного профильного сектора и соответствующее перекрытие сечения в клапане 1 проходу воды. Изменением положения настроечного кольца достигается изменение гидравлического сопротивления на входе воды

в отопительный прибор и выравнивание гидравлических сопротивлений по кольцам циркуляции горячей воды в системе отопления.

В табл. 4.2 представлены данные для выбора положения настроечного кольца 3 в зависимости от требуемой характеристики клапана / терморегулятора RTD-N.

Расходная характеристика клапана оценивается через показатель K_v , вычисляемый по формуле:

$$K_v = \frac{G_w}{\sqrt{\Delta H}}, \text{ м}^3/\text{ч}, \quad (4.14)$$

где G_w – расход жидкости через клапан, $\text{м}^3/\text{ч}$; ΔH – перепад давлений по воде на клапане, бар.

По своей сущности показатель K_v характеризует способность клапана пропускать жидкость в количестве G_w , $\text{м}^3/\text{ч}$ при перепаде давлений жидкости до и после клапана в 1 бар (100 кПа). В табл. 4.2 приведены данные наиболее применяемых для отопительных приборов клапанов RTD-N.

Наиболее часто у отопительных приборов устанавливаются угловые (например, у конвекторов «Сантехпром Авто») или прямые конструкции терморегуляторов RTD-N 15 с диаметром присоединения трубопроводов $1/2''$. Для этих конструкций на рис. 4.19 представлена графическая зависимость гидравлических сопротивлений клапана ΔH в зависимости от расходов воды G_w , $\text{кг}/\text{ч}$, и положения настроечного кольца клапана. Из графика видно, что при одинаковом расходе воды через клапан перемещение настроечного кольца от N до 1 вызывает значительное повышение гидравлического сопротивления.

Пунктирными линиями на графике отмечены два уровня шума 30 дБ(А) и 25 дБ(А), которые могут возникать при различных расходах воды через прибор отопления и различных положениях настроечного кольца клапана. Выбор расчетных режимов рекомендуется проводить для условий шумообразования при течении воды через клапан не выше 25 дБ(А), что отвечает нормируемому уровню шума в ночные часы в спальнях.

После проведения гидравлической регулировки системы отопления настроечное кольцо 3 опускается и на резьбе наворачивается термостатическая головка 4 (рис. 4.18, в).

На логарифмическом графике рис. 4.19 даны в нижней части три горизонтальных линии, отвечающие тепловой производительности отопительного прибора:

$$Q_{\text{т.от}} = \frac{G_w c_w (t_{\text{нт1}} - t_{\text{нт2}})}{3600} = \frac{G_w c_w \Delta t_w}{3600}, \text{ кВт}. \quad (4.15)$$

Таблица 4.2

Изменение расходных характеристик клапанов терморегуляторов RTD-N
в зависимости от положения настроечного кольца

Тип	Кодовый №		Модификация	Штуцер по стандарту ISO 7-1		Предварительная настройка										Макс. давление		Испытательное давление, бар	Макс. темпер. воды, °C
						Значение K_v , м³/ч							$K_{v_{гр}}$, м³/ч						
	Латунный	Никелированный		Вход R_p	Выход R_p	1	2	3	4	5	6	7		N	Рабочее давление, бар	Перепад давления, бар			
RTD-N 10	013L3201	013L3701	Угловой Прямой	3/8	3/8	0,04	0,08	0,12	0,18	0,23	0,30	0,34	0,50	0,65	10	0,6	16	120	
	013L3202	013L3702																	
RTD-N 15	013L3203	013L3703	Угловой Прямой	1/2	1/2	0,04	0,08	0,12	0,20	0,27	0,36	0,45	0,60	0,90	10	0,6	16	120	
	013L3204	013L3704																	
RTD-N 20	013L3205	013L3705	Угловой Прямой	3/4	3/4	0,10	0,15	0,17	0,25	0,32	0,41	0,62	0,83	1,40	10	0,6	16	120	
	013L3206	013L3706																	
RTD-N 25	013L3207	013L3707	Угловой Прямой	1	1	0,10	0,15	0,17	0,25	0,32	0,41	0,62	0,83	1,40	10	0,6	16	120	
	013L3208	013L3708																	

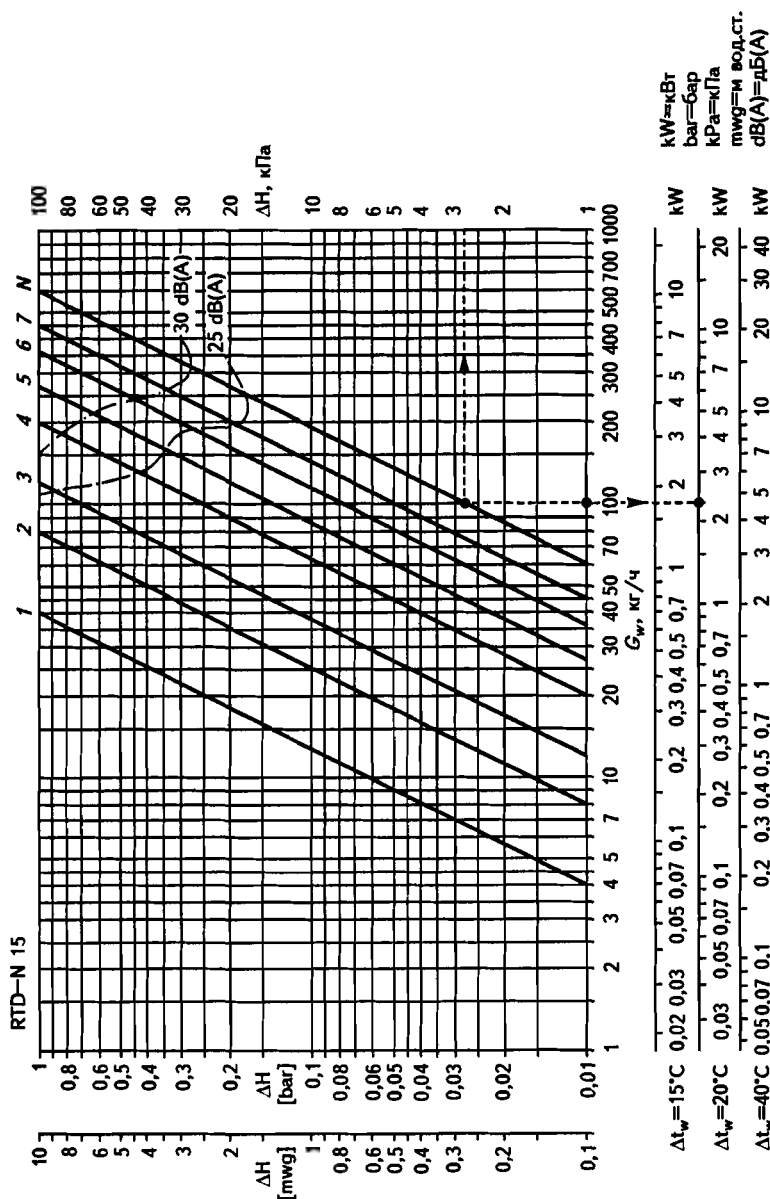


Рис. 4.19. Регулировочный график для настройки терморегулятора RTD-N 15

Если клапан пропускает в отопительный прибор горячую воду $t_{\text{вт1}} = +80\text{ }^{\circ}\text{C}$ в количестве 100 кг/ч, а из отопительного прибора выходит обратная вода $t_{\text{вт2}} = +60\text{ }^{\circ}\text{C}$, т.е. $\Delta t_{\text{в}} = 20\text{ }^{\circ}\text{C}$, клапан имеет настройку на «N», то гидравлическое сопротивление клапана — 2,6 кПа и тепловая производительность прибора $Q_{\text{т.от}} = 2,333\text{ кВт}$.

Если у отопительных приборов нет клапанов терморегуляторов RTD-N, то для выравнивания гидравлического сопротивления по кольцам циркуляции необходимо установить у отопительных приборов ручные дросселирующие вентили.

4.3. Циркуляция воды в системах водяного отопления

В разделе 4.1 показано, что системы отопления с естественной (гравитационной) циркуляцией воды применяются преимущественно в односемейных домах (коттеджах) или небольших малоэтажных зданиях.

Основное применение в настоящее время получили системы с насосной циркуляцией воды.

По способу присоединения циркуляционной системы отопления к источнику теплоснабжения (теплогенератору) и организации гидравлического, циркуляционного режима в ней можно выделить две основные разновидности:

— *насосные системы отопления с зависимым присоединением к источнику теплоснабжения;*

— *насосные системы отопления с независимым (гидравлически изолированным) от источника теплоснабжения присоединением.*

Отличительной особенностью систем с зависимым присоединением является общий с источником теплоснабжения гидравлический режим, устанавливаемый и управляемый, как правило, на источнике теплоснабжения — котельной, РТС, ТЭЦ. В этом случае циркуляция воды в системе отопления и подпитка ее осуществляются насосами, установленными на источнике. Подача теплоты в отапливаемое здание производится непосредственно из сети централизованного теплоснабжения по трубопроводам (тепловым сетям), соединяющим источник с системой отопления здания.

В гравитационных системах водяного отопления один цикл — оборот воды в системе — происходит в течение одного часа, а за отопительный период в 213 суток протекает примерно 5115 циклов. В распределительных сетях при замере на коллекторах РТС, КТС один цикл длится 3–4 ч (≈ 1700 циклов в отопительный период), в магистральных тепловых сетях при замере на коллекторах крупных ТЭЦ за счет большого объема воды в тепловых сетях — 6–15 ч (соответственно ≈ 500 циклов).

Изменение температуры горячей воды, подаваемой в систему отопления, достигается путем смешения подаваемой из системы теплоснабжения сетевой воды с температурой $T_{\text{нт}1}$ и обратной воды, выходящей из системы отопления, с температурой $t_{\text{нт}2} = T_{\text{нт}2}$.

На рис. 4.20 показана принципиальная схема применения водоструйного элеватора для получения начальной температуры воды $t_{\text{нт}1}$ в системе отопления и создания необходимой циркуляции в ней.

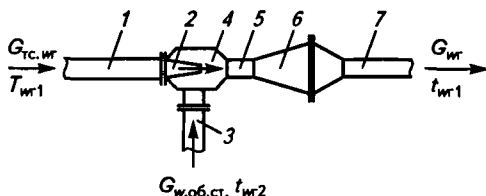


Рис. 4.20. Принципиальная схема включения водоструйного элеватора
1 – присоединительный трубопровод подачи сетевой воды из системы теплоснабжения; 2 – коническое сопло; 3 – трубопровод обратной воды системы отопления; 4 – камера смешения; 5 – горловина; 6 – диффузор элеватора; 7 – подающий трубопровод в систему отопления

Из присоединенного к подающей линии тепловой сети трубопроводу 1 к коническому соплу 2 элеватора поступает горячая сетевая вода в количестве $G_{\text{TC,WT}1}$ и с температурой $T_{\text{нт}1}$. При выходе с высокой скоростью через сопло 2 сетевой воды вокруг него создается разрежение и возникает эффект эжекции, при этом в камеру смешения элеватора 4 через трубопровод 3 подсасывается обратная вода из системы отопления в количестве $G_{\text{w.об.см}}$ с температурой $t_{\text{нт}2}$, при этом происходит перемешивание этих потоков. В горловине элеватора 5 протекает выравнивание параметров смеси потока воды G_{WT} . В диффузоре 6 благодаря увеличению по ходу потока площади поперечного сечения скорость и гидродинамическое (скоростное) давление падают, но при этом возрастает гидростатическое давление. Благодаря разности гидростатических давлений в конце диффузора 6 и трубопроводе всасывания 3 создается циркуляционный напор для работы системы отопления.

Для описания работы гидроэлеватора в системах отопления составлены следующие уравнения балансов:

По расходу воды:

$$G_{\text{TC,WT}} + G_{\text{w.об.см}} = G_{\text{WT}}, \text{ кг/ч.} \quad (4.16)$$

По теплоте:

$$G_{\text{TC,WT}} T_{\text{нт}1} + G_{\text{w.об.см}} t_{\text{нт}2} = G_{\text{WT}} t_{\text{нт}1}. \quad (4.17)$$

Из уравнения (4.17) можно получить формулу для расчета температуры горячей воды, поступающей в систему отопления после элеватора $t_{\text{вт}1}$:

$$t_{\text{вт}1} = \frac{G_{\text{ТС.вт}} T_{\text{вт}1} + G_{\text{в.об.см}} t_{\text{вт}2}}{G_{\text{вт}}}, \text{ } ^\circ\text{C}. \quad (4.18)$$

Расход обратной воды $G_{\text{в.об.см}}$ определяется ее поступлением по трубопроводу 3 в камеру смешения 4. Температура сетевой воды $T_{\text{вт}1}$ регулируется на центральном источнике теплоснабжения (КУ, РТС, ТЭЦ) в зависимости от температуры наружного воздуха. При расчетной температуре наружного воздуха для холодного периода года, по которой рассчитывается тепловая мощность систем теплоснабжения, от ТЭЦ по температурному графику теплоснабжения в подающем трубопроводе должна подаваться перегретая вода с температурой $T_{\text{вт}1} = +150 \text{ } ^\circ\text{C}$, а в обратном трубопроводе к ТЭЦ температура воды при этом должна быть не выше $T_{\text{вт.об}} = +70 \text{ } ^\circ\text{C}$.

При повышении температуры наружного воздуха по графику теплоснабжения от ТЭЦ сетевая вода будет подаваться с более низкой температурой. При температуре наружного воздуха $t_{\text{н}} = 0 \text{ } ^\circ\text{C}$ она имеет температуру $T_{\text{вт}1} = +70 \text{ } ^\circ\text{C}$, а обратная при этом должна иметь температуру $T_{\text{в.об}} = t_{\text{вт}2} = +40 \text{ } ^\circ\text{C}$.

Из формулы (4.18) следует, что температура горячей воды для системы отопления будет изменяться по графику теплоснабжения от ТЭЦ для большого числа зданий без учета особенностей формирования теплового режима в каждом здании. Это приводит к перетокам зданий, перерасходам теплоты и поэтому от схем обеспечения циркуляции воды в системах отопления с помощью гидрозелеваторов постепенно отказываются (подробнее см. раздел 6.2).

В своде правил по проектированию и строительству «Проектирование тепловых пунктов. СП 41-101-95» (М.: ГУП ЦПП, 1997) схемы присоединения зависимых систем теплоснабжения рекомендуется выполнять со смесительными насосами, как это показано на рис. 4.21.

От работы насоса 6 обеспечивается приготовление горячей воды для системы отопления, определяемой по формуле (4.18). Насос 6 производит смешение потоков воды и не влияет на циркуляционное давление в системе отопления, которое определяется автоматическим контролем перепада давлений воды в подающем 7 и обратном 8 трубопроводах с помощью регулятора перепада давлений 5. Обратный клапан 4 препятствует поступлению горячей воды в перемычку 3 при остановке насоса 6.

Схема циркуляции со смесительным насосом по рис. 4.21 позволяет изменять температуру горячей воды $t_{\text{вт}1}$, поступающей по

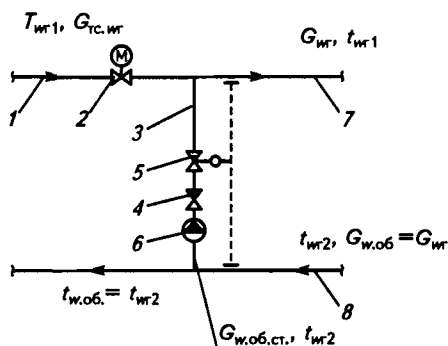


Рис. 4.21. Принципиальная схема включения смесительного насоса (на перемычке) в системе отопления

1 – подающий трубопровод сетевой воды из системы теплоснабжения; 2 – автоматический клапан регулирования температуры воды в системе отопления; 3 – перемычка; 4 – обратный клапан; 5 – регулятор перепада давлений в подающем и обратном трубопроводах системы отопления; 6 – смесительный насос; 7 – подающий трубопровод к системе отопления; 8 – обратный трубопровод из системы отопления (он же – обратный трубопровод сетевой воды)

трубопроводу 7 в систему отопления здания. Наличие автоматического клапана 2 на подающем трубопроводе горячей воды от ТЭЦ позволяет изменять количество теплоты, подаваемой к зданию. При повышении температуры обратной воды $t_{гр2}$ или температуры наружного воздуха от микропроцессора регулятора последует команда на закрытие клапана 2 на трубопроводе 1 подачи горячей воды $G_{гр.гр}$ от ТЭЦ. Это вызовет изменение давления воды в трубопроводе 7 и регуляторе 5 контроля постоянства перепада давления в трубопроводах 7 и 8, что обеспечит увеличение сечения для прохода воды по перемычке 3. Соответственно смесительный насос 6 будет подавать большее количество обратной воды $G_{гр.об.см}$, проходящей по перемычке 3. Температура смеси $t_{гр1}$ понизится и соответственно понизится тепловая мощность системы отопления.

Важной расчетной характеристикой для систем с элеваторным и насосным смешением служит коэффициент подмешивания (для элеватора – коэффициент инжекции), представляющий собой отношение веса подмешиваемой обратной воды к весу рабочей сетевой воды. Его можно также выразить через температуры смешиваемых потоков:

$$U = G_{гр.об.см} / G_{гр.гр} = (T_{гр1} - t_{гр2}) / (t_{гр1} - T_{гр2}). \quad (4.19)$$

Наибольшей гидравлической и тепловой устойчивостью обладают системы отопления, включенные в систему централизованного

теплоснабжения по независимой схеме присоединения, показанной на рис. 4.22.

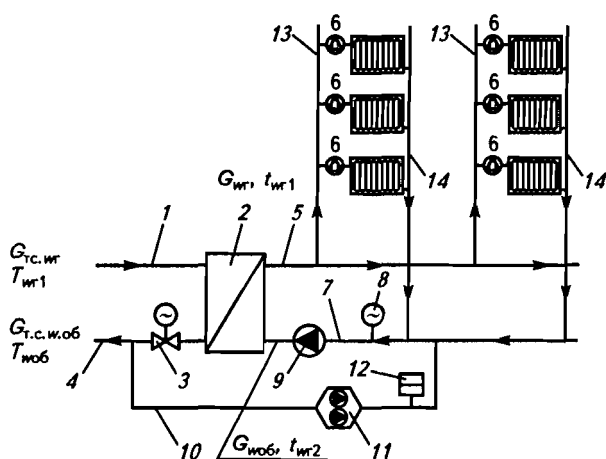


Рис. 4.22. Принципиальная схема включения независимо присоединенной системы отопления (с циркуляционным насосом) к централизованной системе теплоснабжения

1 – подающий трубопровод от ТЭЦ; 2 – водо-водяной теплообменник (пластинчатый, кожухотрубный); 3 – автоматический клапан регулирования температуры воды в системе отопления; 4 – обратный трубопровод к ТЭЦ; 5 – подающий трубопровод к системе отопления; 6 – терморегуляторы у отопительных приборов; 7 – обратный трубопровод от системы отопления; 8 – герметичный расширительный бак; 9 – циркуляционный насос с электронным регулированием постоянства перепада давления в подающем и обратном трубопроводах системы отопления; 10 – трубопровод для заполнения и подпитки системы отопления химически подготовленной водой из теплосети; 11 – сдвоенный насос подпитки (один рабочий, второй – резервный); 12 – герметичный бак контроля уровня воды в системе отопления; 13 – вертикальные подающие стояки систем отопления; 14 – вертикальные обратные стояки систем отопления

Подающий трубопровод 1 от теплосети присоединен к водо-водяному пластинчатому теплообменнику 2. Через стенки гофрированных пластинчатых каналов теплота от горячей сетевой воды (первичной) $G_{\text{тс.иг}}$ передается на нагрев (вторичной) воды $G_{\text{иг}}$, циркулирующей по системе отопления здания от работы циркуляционного насоса 9. Для экономии электроэнергии рационально применить насос 9 с электронным регулированием частоты вращения электродвигателя по датчикам замера перепада давления в подающем 5 и обратном 7 трубопроводах системы отопления.

Для экономии теплоты на отопление помещений у нагревательных приборов имеются терморегуляторы 6, изменяющие расход горячей воды в зависимости от контролируемого значения тем-

пературы воздуха в помещении. Изменение расхода воды через отопительный прибор с терморегулятором 6 повышает давление воды в подающем трубопроводе 5. Повышение давления воды в трубопроводе 13 перед терморегуляторами 6 отопительных приборов в помещениях, где тепловой режим отвечает условиям теплового комфорта, приведет к возрастанию прохода горячей воды в отопительные приборы в этих помещениях. Соответственно температура воздуха в этих помещениях повысится выше комфортного уровня. Произойдет перегрев помещения и перерасход теплоты. Для избежания перерасхода теплоты и нарушения комфортного теплового режима в помещениях в подающем 5 и обратном 7 трубопроводах сохраняется постоянное давление благодаря применению насоса 9 с электронным автоматическим регулированием.

Начальную температуру воды $t_{\text{нт}}$ энергетически рационально снижать с повышением температуры наружного воздуха, что достигается регулятором, контролирующим температуру наружного воздуха и температуру обратной воды $T_{\text{н.об}}$ в обратном трубопроводе 4 теплосети, воздействием на автоматический клапан 3.

В процессе эксплуатации системы отопления возможны утечки циркулирующей воды. Снижение уровня воды в верхней части системы отопления контролируется датчиком, связанным с автоматическим устройством в герметичном баке 12. При понижении уровня воды в системе отопления ниже контролируемого уровня автоматический регулятор в баке 12 включает в работу один из сдвоенных насосов 11, при работе которого в систему отопления по соединительному трубопроводу 10 будет добавляться сетевая химически подготовленная вода из системы теплоснабжения. При повышении уровня воды в системе отопления до верхнего контролируемого уровня от регулятора в баке 12 последует команда на остановку подпиточного насоса 11.

Представленная на рис. 4.22 схема циркуляции воды в системе отопления называется двухтрубной с нижней горизонтальной разводкой магистральных подающих 5 и обратных 7 трубопроводов и вертикальными подающими 13 и обратными 14 стояками.

Вертикальное расположение стояков при нижнем размещении магистральных трубопроводов требует устройства воздухоотводчиков в верхних точках стояков. Воздухоотводчики могут быть выполнены в форме спускных кранов ручного управления или это могут быть автоматические воздухоотводчики, рассмотренные на рис. 4.14.

Показанная на рис. 4.22 двухтрубная система отопления с независимым присоединением к тепловым сетям ТЭЦ является гидрав-

лически и теплотехнически наиболее устойчивой, а следовательно, наиболее надежной.

Автоматическое изменение расходов горячей воды через пластинчатый теплообменник 2 и отопительные приборы с терморегуляторами б не вызывает гидравлической разрегулировки системы циркуляции и не ведет к перерасходу теплоты на нагрев помещений. Применение в схеме циркуляции горячей воды в системе отопления насосов с электронным регулированием обеспечивает снижение до 60 % годового расхода электроэнергии на работу циркуляционных насосов.

Нагрев воды для независимо присоединенной системы отопления происходит в водо-водяных пластинчатых (или кожухотрубных) теплообменниках, **требуемая теплотехническая эффективность** которых вычисляется по выражению:

$$\theta_{\text{вт}} = \frac{T_{\text{вт}1} - T_{\text{в.об}}}{T_{\text{вт}1} - t_{\text{вт}2}}. \quad (4.20)$$

В расчетных условиях холодного периода года (при параметрах Б) от ТЭЦ перегретая вода должна поступать с температурой $T_{\text{вт}1} = +150^\circ\text{C}$. Как правило, из-за тепловых потерь в тепловых сетях к зданиям перегретая вода имеет температуру не выше $T_{\text{вт}1} = +130^\circ\text{C}$, которую и рекомендуется использовать при вычислениях по выражению (4.20). Начальная температура горячей воды в системах отопления жилых и общественных зданий рекомендуется в двухтрубных системах $t_{\text{вт}1} = +95^\circ\text{C}$, а в одноконтурных $t_{\text{вт}1} = +105^\circ\text{C}$.

По нормативным правилам централизованного теплоснабжения от ТЭЦ потребитель обязан возвратить обратную воду с температурой не выше $T_{\text{в.об}} = +70^\circ\text{C}$.

В независимо присоединенных системах отопления расчетная температура обратной воды принимается равной $t_{\text{вт}2} = T_{\text{в.об}} = +70^\circ\text{C}$. Если потребитель теплоты не выполняет это условие, то на него накладываются значительные штрафные санкции. В этих системах при выборе поверхности отопительного прибора расчетный перепад температур принимается $\Delta t_{\text{вт}} = 95 - 70 = 25^\circ\text{C}$. Условие сохранения рабочего перепада в отопительном приборе равным $\Delta t_{\text{вт}} = 95 - 70 = 25^\circ\text{C}$ нельзя выполнить в независимо присоединенных системах отопления.

Если в теплообменнике 2 (см. схему на рис. 4.22) поступит на нагрев обратная вода после системы отопления с температурой $t_{\text{вт}2} = 70^\circ\text{C}$, то температура горячей воды от системы теплоснабжения на выходе из теплообменника 2 $T_{\text{в.об}}$ будет выше 70°C ($T_{\text{в.об}} > 70^\circ\text{C}$).

При равенстве температур $T_{w.об} = t_{wt2} = 70\text{ }^{\circ}\text{C}$ числитель и знаменатель при вычислении по выражению (4.20) будут равны, а численное значение требуемого показателя теплотехнической эффективности будет $\theta_{wt} = 1$, чего невозможно достичь.

Действительная теплотехническая эффективность пластинчатых теплообменников может достигать значений $\theta_{wt} = 0,8 - 0,85$.

Для избежания штрафных санкций от поставщиков теплоты и выполнения нормативных правил теплоснабжения необходимо рабочий перепад температур в системах отопления с независимым присоединением принимать большим для достижения температуры обратной воды ниже $70\text{ }^{\circ}\text{C}$ ($t_{wt2} < 70\text{ }^{\circ}\text{C}$).

Покажем это на следующем примере. Примем $T_{wt1} = 130\text{ }^{\circ}\text{C}$, $T_{w.об} = 70\text{ }^{\circ}\text{C}$ и показатель эффективности водо-водяного теплообменника $\theta_{wt} = 0,8$. Преобразуем выражение (4.20) относительно нахождения возможной температуры обратной воды в расчетном режиме теплоснабжения:

$$t_{wt2} = T_{wt1} - \frac{T_{wt1} - T_{w.об}}{\theta_{wt}},\text{ }^{\circ}\text{C}. \quad (4.21)$$

Вычислим по выражению (4.21) возможную температуру обратной воды в принятом температурном режиме независимо присоединенной системы отопления:

$$t_{wt2} = 130 - \frac{130 - 70}{0,8} = 55\text{ }^{\circ}\text{C}.$$

Подбор требуемой поверхности отопительных приборов в независимо присоединенной системе отопления проводим на температурный перепад:

$$\Delta t_{wt} = 95 - 55 = 40\text{ }^{\circ}\text{C}.$$

На рис. 4.23 представлен собранный пластинчатый теплообменник модели «жидкость — жидкость». Теплообменник собирается из тонких штампованных пластин 1, закрепленных стяжными болтами 2 между двух массивных торцевых плит 3 и 4. Задняя торцевая плита 4 может сниматься, что позволяет наращивать число тонких пластин 1 и увеличивать поверхность теплообменника. К передней массивной плите 3 присоединяются на резьбе или на фланцах трубопроводы от системы теплоснабжения 5 и нагреваемой жидкости 6.

На рис. 4.24 показана принципиальная схема движения греющей и нагреваемой жидкостей по поверхности пластин по выштампованным каналам. Из схемы движения потоков видно: со

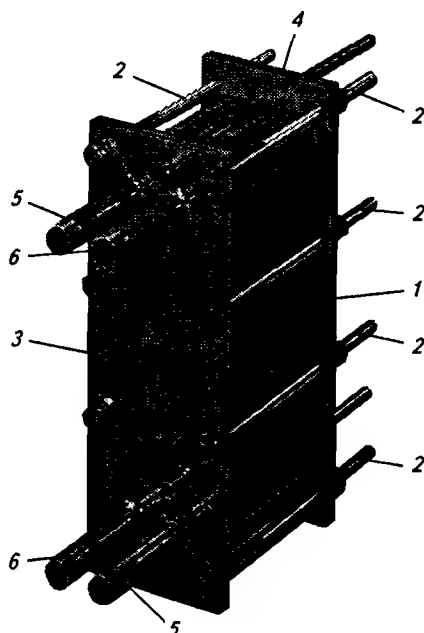


Рис. 4.23. Собранный пластинчатый теплообменник «жидкость–жидкость»
 1 – тонкие штампованные пластины; 2 – стяжные болты; 3, 4 – передняя и задняя массивная плита; 5 – патрубки для присоединения трубопроводов к сети теплоснабжения; 6 – патрубки для присоединения циркуляционных трубопроводов системы отопления

стороны пластины 5 для движения нагреваемой жидкости гофры каналов имеют направление снизу вверх, а со стороны пластины 6 они направляют греющую жидкость сверху вниз. Это создает энергетически наиболее рациональную схему противоточного движения потоков теплообмениваемых жидкостей. Форма каналов гофрированных пластин создает условия для турбулизации потоков жидкостей при скоростях движения по каналам не менее 0,1 м/с.

В табл. 4.3 представлены технические характеристики пластинчатых теплообменников фирмы «Альфа-Лаваль Россия», производимых в Московской обл. Пластинчатые теплообменники малой тепловой производительности выпускаются с паяными соединениями пластин, что делает невозможным их разборку для очистки от накипи и грязи. Очистка производится путем отключения паяных теплообменников от сети и насосной циркуляции и промывки по внутренним каналам специальных очистительных химических растворов.

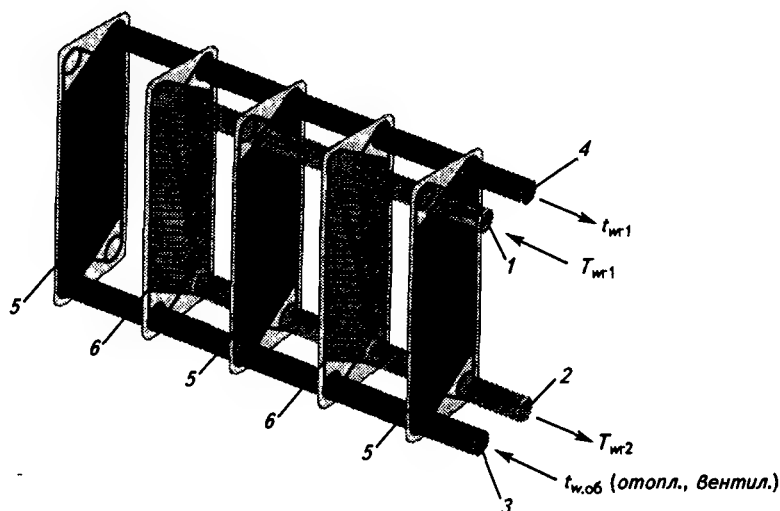


Рис. 4.24. Конструктивная схема движения потоков жидкости по каналам гофрированных пластин теплообменника «жидкость–жидкость»
 1 – присоединительный патрубок трубопровода подающей сетевой воды; 2 – присоединительный патрубок обратного трубопровода сетевой воды; 3 – присоединительный патрубок подающего трубопровода нагреваемой среды; 4 – присоединительный патрубок обратного трубопровода нагреваемой среды; 5 – пластина с каналами для прохода нагреваемой жидкости; 6 – пластина с каналами для прохода греющей жидкости

Пластинчатые теплообменники большой производительности делают разборными, по периметру стягиваемых пластин укладывают эластичные прокладки из специального материала EPDM и производят стяжку пакета.

Уплотнитель сохраняет герметичность и эластичность более 10 лет непрерывной работы разборного пластинчатого теплообменника при рабочем давлении 1,6 МПа (16 кгс/см²) и температуре греющей среды 130 °С. При этом теплообменник может многократно разбираться без ущерба для качества уплотняющих прокладок.

По данным табл. 4.3 видно, что путем увеличения числа пластин в теплообменнике можно изменять поверхность теплообменника. В общем случае требуемая поверхность теплообменника вычисляется по формуле:

$$F_T = \frac{Q_T}{\Delta t_{cp} K}, \text{ м}^2, \quad (4.22)$$

где Q_T – требуемый поток теплоты на нагрев жидкости, Вт; K – коэффициент теплопередачи, Вт/(м²·°С).

Технические характеристики пластинчатых теплообменников фирмы «Альфа-Лаваль Россия»

Показатель и единица измерения	Неразборные паяные			Разборные с резиновыми прокладками			
	CB-51	CB-76	CB-300	M3-XF6	M6-MF6	M10-BF6	M15-BFG8
Поверхность нагрева одной пластины, м ²	0,05	0,1	0,3	0,032	0,14	0,24	0,62
	50×520	92×617	365×990	140×400	247×747	400×981	650×1885
Габариты пластин, мм	0,047	0,125	0,65	0,09	0,43	1,0	1,55
Объем воды в канале, л	60	150	200	95	250	275	700
Максимальное число пластин в теплообменнике, шт.	3,0	3,0	2,5	1,6	1,6	1,6	1,6
Рабочее давление, МПа	8,1	39	60/140	10	54	180	288
Максимальный расход жидкости, м ³ /ч	7700	7890	7545	6615	5950	5935	6810
Коэффициент теплопередачи К, Вт/(м ² ·°C)							
Габариты теплообменника, мм: ширина высота длина, не более длина, не менее	103	192	486	180	320	470	650
	520	617	1263	480	920	981	1885
	286	497	739	500	1430	2310	3270
	58	120	—	240	580	710	1170

Средняя температура теплообменивающихся жидкостей в теплообменнике может вычисляться по формуле:

$$\Delta t_{\text{ср}} = \frac{T_{\text{в.г1}} + T_{\text{в.об}}}{2} - \frac{t_{\text{в.г1}} + t_{\text{в.г2}}}{2}, \text{ } ^\circ\text{C}. \quad (4.23)$$

Из табл. 4.3 видно, что благодаря наличию в пластинах профильных выштампованных каналов обеспечиваются очень высокие коэффициенты теплопередачи при условии сохранения паспортного расхода жидкости, указанного в этой таблице. Если по расчету системы теплоснабжения выбирается меньший расход жидкости, чем это указано в табл. 4.3, то необходимо учитывать снижение коэффициента теплопередачи.

При увеличении расхода жидкости по сравнению с паспортным значением коэффициент теплопередачи очень мало возрастает, но почти в квадратичной зависимости увеличивается гидравлическое сопротивление прохождению жидкости через теплообменник.

Практический расчет поверхности пластинчатого теплообменника и выбор его типа по табл. 4.3 проведем в примере 4.2.

Пример 4.2. Исходные данные: В водо-водяном пластинчатом теплообменнике нагревается горячая вода для независимо присоединенной системы отопления, которая в расчетном режиме холодного периода года должна компенсировать теплотери здания $Q_{\text{т.от}} = 800 \text{ кВт}$.

Требуется: Определить необходимую поверхность и тип пластинчатого теплообменника для системы отопления.

Решение: 1. Вычисляем требуемый расчетный расход нагреваемой воды для системы отопления при температурном перепаде $\Delta t_{\text{в.от}} = 95 - 55 = 40 \text{ } ^\circ\text{C}$:

$$G_{\text{в.от}} = \frac{Q_{\text{т.3600}}}{\Delta t_{\text{от}} c_{\text{вт}}} = \frac{800 \cdot 3600}{40 \cdot 4,2} = 17 \, 143 \text{ кг/ч}.$$

2. Вычисляем расход воды из системы теплоснабжения для нагрева в пластинчатом теплообменнике воды для системы отопления при температурном перепаде сетевой воды $\Delta t_{\text{в.теп}} = 130 - 70 = 60 \text{ } ^\circ\text{C}$:

$$G_{\text{тс.в.г}} = \frac{Q_{\text{т.3600}}}{\Delta t_{\text{сети}} c_{\text{вт}}} = \frac{800 \cdot 3600}{(130 - 70) \cdot 4,2} = 13 \, 714 \text{ кг/ч}.$$

3. Вычисляем показатель отношения теплоемкостей потоков:

$$W_{\text{тс.в}} = \frac{G_{\text{тс.в}} c_{\text{в}}}{G_{\text{в.от}} c_{\text{в}}} = \frac{13 \, 714 \cdot 4,2}{17 \, 143 \cdot 4,2} = 0,8.$$

4. Выше вычислено, что для принятого режима нагрева воды в пластинчатом теплообменнике показатель теплотехнической эффективности (по формуле 4.20) должен быть равен $\theta_{\text{вт}} = 0,8$. По графику на рис. 3.7 при принятых величинах $\theta_{\text{вт}} = 0,8$ и $W_{\text{тс.в}} = 0,8$ находим, что требуется достижение показателя числа единиц переноса $N_t = 2,8$.

5. Преобразуем выражение (3.8) относительно требуемой поверхности нагрева при $K = 6000 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{°C)}$ (снижение расходов воды через каналы пластинчатого теплообменника обусловило снижение величины K по сравнению с данными табл. 4.3):

$$F = \frac{N_t G_{\text{тс.в}} c_w}{K 3,6}, \text{ м}^2. \quad (4.24)$$

По выражению (4.24) для рассматриваемого примера получим:

$$F = \frac{2,8 \cdot 13\,714 \cdot 4,2}{6000 \cdot 3,6} = 7,5 \text{ м}^2.$$

6. По табл. 4.3 находим, что при расходе воды в системе отопления $17,14 \text{ м}^3/\text{ч}$ ближе всего подходит пластинчатый теплообменник типа СВ-76. Поверхность нагрева одной пластины $0,1 \text{ м}^2$. Определяем требуемое число пластин:

$$m = \frac{F}{f_{\text{пл}}} = \frac{7,5}{0,1} = 75 \text{ шт.}$$

7. Из табл. 4.3 находим, что в теплообменнике СВ-76 допускается увеличение числа пластин до 150. Поэтому вполне возможно заказать теплообменник СВ-76 из 75 пластин. Гидравлическое сопротивление его при этом составит 22 кПа .

4.4. Методика гидравлического расчета системы водяного отопления

Гидравлический расчет системы водяного отопления базируется на общих законах гидравлики. В настоящее время разработано 4 метода гидравлического расчета. Рассмотрим на примерах основной традиционный метод гидравлического расчета системы ЦО по удельным линейным потерям давления.

В примере 4.2 показано, что расход горячей воды в системе отопления прежде всего зависит от требуемой мощности ее $Q_{\text{т.от.}}$.

По архитектурно-строительным чертежам здания, для которого проектируется система отопления, производится расчет требуемой тепловой мощности отопительных приборов для каждого помещения здания, имеющего наружные ограждающие конструк-

ции. Методика расчета трансмиссионных теплопотерь, расходов теплоты на нагрев приточного наружного воздуха в каждое помещение и наличие внутренних тепловыделений рассмотрена в главе 2.

В зависимости от особенностей здания выбирается рациональный вариант прокладки магистральных подающих и обратных трубопроводов. При наличии в здании подвального помещения магистральные трубопроводы воды располагаются по периметру подвального помещения. Если подвала в здании нет, то магистральные подающие трубопроводы располагаются на чердаке, а при его отсутствии — под потолком верхних этажей.

По принятому решению расположения магистральных трубопроводов составляется аксонометрическая схема подведения трубопроводов к отопительным приборам по помещениям.

Требуемая мощность отопительных приборов в помещениях и количество циркулирующей через них горячей воды определяются для каждого помещения.

С учетом архитектурно-строительных особенностей здания выбирается схема прокладки подающих и обратных трубопроводов. Выбор рациональной схемы распределения горячей воды по отопительным приборам определяется необходимостью создания колец циркуляции горячей воды с близкими по величине гидравлическими потерями.

Движение воды по трубопроводам происходит от сечения с большим давлением воды к сечению с меньшим давлением воды. Давление воды при движении ее по трубопроводам снижается из-за сопротивления трению воды о стенки трубопроводов и потерь в местных сопротивлениях, что для напорного участка системы отопления вычисляется по формуле:

$$\Delta H = \left(\lambda \cdot \frac{l}{d} + \sum \xi \right) \cdot \frac{\rho_w}{2} w^2, \text{ Па.} \quad (4.25)$$

Коэффициент сопротивления трению λ зависит от режима течения, определяемого критерием Рейнольдса

$$\text{Re} = \frac{w \cdot d}{\nu} \quad (4.26)$$

и относительной шероховатостью труб k/d . Для труб отопления $k = 0,2$ мм, диаметры труб d и их длина l принимаются в м. Скорость воды w , м/с, вычисляется в сечении трубопровода, кинематическая вязкость воды ν , м²/с, снижается с повышением температуры проходящей по трубопроводу воды.

Для стальных трубопроводов в системах отопления можно принять $\lambda = 0,02$.

Сумма местных сопротивлений на расчетном участке сети системы отопления $\Sigma \xi$ принимается по справочнику [44] для каждого элемента сети на расчетном участке (например, поворот трубопровода на 90° дает $\xi = 1$).

$\rho_w \cdot w^2 / 2$ — динамическое давление воды на расчетном участке. Массовая плотность воды ρ_w принимается по величине ее температуры:

$t_{\text{вт}} = 95^\circ\text{C}$, $\rho_w = 962 \text{ кг/м}^3$; $t_{\text{вт}} = 70^\circ\text{C}$, $\rho_w = 978 \text{ кг/м}^3$; $t_{\text{вт}} = 50^\circ\text{C}$, $\rho_w = 988 \text{ кг/м}^3$; $t_{\text{вт}} = 4^\circ\text{C}$, $\rho_w = 1000 \text{ кг/м}^3$.

Скорость воды в трубах зависит от площади внутреннего сечения труб $f_{\text{тр}}, \text{м}^2$, и расхода воды $G_w, \text{кг/ч}$.

Площадь внутреннего сечения трубы с внутренним диаметром $d_o, \text{м}$, вычисляется по формуле:

$$f_{\text{тр}} = 3,14 d^2 / 4, \text{м}^2. \quad (4.27)$$

Скорость воды при расходе $G_w, \text{кг/ч}$, вычисляется по формуле:

$$w = \frac{G_w}{\rho_w 3600 f_{\text{тр}}}, \text{м/с}. \quad (4.28)$$

Выбор диаметров труб в системе отопления проводится по сортаменту выпускаемых промышленностью труб и максимальной скорости воды в трубах до $1,5 \text{ м/с}$. В табл. 4.4 приведены наиболее применяемые в системах отопления трубы и рекомендуемые предельные значения расхода по ним горячей воды.

Таблица 4.4

Сортамент труб для систем отопления и рекомендуемые предельные значения расхода по ним горячей воды при $t_{\text{вт.оп}} = 70^\circ\text{C}$

$d_o, \text{мм}$	10	15	20	25	32	40	50	65
$d_{\text{вн}}, \text{мм}$	14	18	25	32	38	45	57	76
$f_{\text{тр.в}}, \text{м}^2$	0,000079	0,000177	0,000314	0,00049	0,0008	0,00126	0,00196	0,00332
$G_{\text{вт}}$ при $W=1,5 \text{ м/с}$	414,4	933	1658	2591	4245	6633	10 364	17 516
$d_{\text{вн}}, \text{дюйм}$	$3/8$	$1/2$	$3/4$	1	$1 1/4$	$1 1/2$	2	$2 1/2$
Масса 1 м, кг	0,592	0,789	1,13	1,48	2,19	2,62	4	5,4

Часть трубопровода системы отопления, в пределах которого диаметр трубопровода и расход горячей воды сохраняются постоянными, называют участком и ему на аксонометрической схеме трубопроводов дается условное обозначение.

Гидравлическое сопротивление для каждого участка вычисляется по формуле (4.25).

При изображении аксонометрической схемы системы отопления, соединяя отдельные участки, создают кольца циркуляции. Перепад давлений, под воздействием которого происходит движение воды по кольцу циркуляции, определяется гидравлическими потерями и дополнительным гравитационным давлением, которое создается из-за изменения температуры проходящей по кольцу воды. Гравитационное циркуляционное давление под воздействием изменения массовой плотности воды с понижением ее температуры вычисляется по формуле:

$$\Delta H_{\text{е.ц}} = gh_i(\rho_{\text{вт}i} - \rho_{\text{вт}i+1}), \text{ Па}, \quad (4.29)$$

где h_i — высота участка, на котором горячая вода от охлаждения увеличивает массовую плотность от $\rho_{\text{вт}i}$ (начало участка) до $\rho_{\text{вт}i+1}$ по направлению циркуляции воды.

В двухтрубных системах отопления отопительные приборы присоединяются к подающему и обратному стоякам параллельно друг другу, как это показано на схеме рис. 4.5.

К каждому отопительному прибору горячая вода приходит и выходит с одинаковой температурой $t_{\text{вт}1}$ и $t_{\text{вт}2}$ и массовой плотностью $\rho_{\text{вт}1}$ и $\rho_{\text{вт}2}$.

Однако для каждого отопительного прибора по высоте вертикального стояка будет различная величина разности высот h_1 и h_2 (см. рис. 4.5) от середины отопительного прибора до середины высоты водонагревателя.

Для отопительного прибора верхнего этажа здания естественное гравитационное давление по формуле (4.29) будет:

$$\Delta H_{\text{е.ц1}} = gh_1(\rho_{\text{вт}2} - \rho_{\text{вт}1}), \text{ Па}. \quad (4.30)$$

Для нижнего этажа оно будет:

$$\Delta H_{\text{е.ц2}} = gh_2(\rho_{\text{вт}2} - \rho_{\text{вт}1}), \text{ Па}. \quad (4.31)$$

Для верхнего этажа величина h_1 больше и поэтому располагаемое гравитационное давление $H_{\text{е.ц1}}$ будет больше. Наименьшее оно будет для отопительных приборов первого этажа. Эти различия в величинах создаваемых по высоте стояка естественных гравитационных давлений должны учитываться при увязке гидравлических сопротивлений в кольцах циркуляции в двухтрубных системах отопления.

В однотрубных системах отопления нагревательные приборы по горячей воде соединены последовательно. Поэтому в каждый последующий отопительный прибор горячая вода поступает с более низкой температурой и большей плотностью.

На схеме рис. 4.4 показаны два варианта присоединения отопительных приборов. На схеме *а* показан вариант последовательного прохождения горячей воды через все отопительные приборы на стояке. Между соседними по высоте отопительными приборами на стояке естественное гравитационное давление будет:

$$\Delta H_{\text{е.ц1-2}} = gh_{1-2}(\rho_{\text{вт.пр2}} - \rho_{\text{вт1}}), \text{ Па.} \quad (4.32)$$

Пониженная температура воды $t_{\text{вт.пр2}}$ и повышенная ее плотность $\rho_{\text{вт.пр2}}$ отвечают условиям поступления горячей воды после теплоотдачи части теплоты в верхнем отопительном приборе и соединительном трубопроводе между соседними по высоте h_{1-2} отопительными приборами (см. схему на рис. 4.4, *а*). Общее гравитационное давление в стояке *а* будет определяться разностью высот расположения отопительных приборов по высоте стояка $h_{\text{ст}}$ и общим падением температуры горячей воды в стояке:

$$\Delta H_{\text{е.ц.ст}} = gh_{\text{ст}}(\rho_{\text{вт2}} - \rho_{\text{вт1}}), \text{ Па.} \quad (4.33)$$

В однотрубной системе с замыкающими участками (рис. 4.4, *б, в*) перепад гравитационного давления между соседними по высоте отопительными приборами определяется по температуре смеси $t_{\text{вт.см}}$ горячей воды, поступающей в нижестоящий отопительный прибор:

$$\Delta H_{\text{е.ц1-2}} = gh_{1-2}(\rho_{\text{вт.см2}} - \rho_{\text{вт1}}), \text{ Па.} \quad (4.34)$$

Перепады температуры воды между отопительными приборами зависят от доли отдачи теплоты $q_{\text{т.от.}i}$ отопительным прибором на каждом этаже. Общая теплоотдача по высоте стояка равна $Q_{\text{т.от.ст}}$ при расчетном перепаде температур $(t_{\text{вт1}} - t_{\text{вт2}})$.

По значениям расчетной теплоотдачи на каждом этаже $q_{\text{т.от.}i}$ вычисляется доля каждого отопительного прибора по формуле:

$$\frac{q_{\text{т.от.}i}}{Q_{\text{т.от.ст}}} = q_{\text{т.от.}i}. \quad (4.35)$$

Сумма всех долей теплоотдачи по этажам $q_{\text{т.от.}i}$ равна единице. Поэтому перепады для каждого отопительного прибора на этаже

будут отвечать доле теплоотдачи на этом этаже. Для отопительного прибора на i этаже температурный перепад составит:

$$\Delta t_i = q_{\text{т.от.}i} (t_{\text{вт1}} - t_{\text{вт2}}), \text{ } ^\circ\text{C}. \quad (4.36)$$

Температура смеси горячей воды, поступающей в нижерасположенные по стояку отопительные приборы, вычисляется по формуле:

$$t_{\text{в.см}} = t_{\text{вт1}} - \Sigma q_{\text{т.от.}} (t_{\text{вт1}} - t_{\text{вт2}}), \text{ } ^\circ\text{C}, \quad (4.37)$$

где $\Sigma q_{\text{т.от.}}$ — сумма долей теплоотдачи всех выше расположенных по стояку отопительных приборов. Зная температуру смеси горячей воды, поступающей в отопительный прибор, можем вычислить естественное гравитационное давление.

Пример 4.3. Исходные данные: В помещении верхнего этажа многоэтажного дома доля теплоотдачи отопительного прибора в стояке однетрубной системы отопления составляет 0,15.

Требуется: Определить гравитационное давление между отопительными приборами соседних этажей при разности высот их расположения $h_1 = 3,3$ м.

Решение: 1. По формуле (4.37) вычисляем температуру смеси горячей воды, поступающей в ниже расположенный отопительный прибор:

$$t_{\text{в.см}} = 95 - 0,15(95 - 70) = 91,25 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

2. Массовая плотность горячей воды при $t_{\text{в.см}} = 91,25 \text{ } ^\circ\text{C}$ составляет $\rho_{\text{в.см}} = 964 \text{ кг/м}^3$.

3. По формуле (4.34) вычислим гравитационное давление между соседними по высоте стояка отопительными приборами:

$$\Delta H_{\text{г.ц.1-2}} = 9,8 \cdot 3(964 - 962) = 58,8 \text{ Па}.$$

Общее гравитационное давление по стояку системы отопления будет расходоваться на частичное преодоление гидравлических сопротивлений в стояке.

На рис. 4.25 представлены две схемы гидравлической увязки параллельных колец циркуляции системы отопления.

В тупиковой схеме циркуляции (рис. 4.25, а) гидравлические потери на трение и местные сопротивления вычисляются по формуле (4.25). На схеме рис. 4.25 для упрощения отсутствуют отопительные приборы и запорные краны на вертикальных стояках 5. Используем схемы на рис. 4.25 для показа принципа увязки потерь давления с учетом дополнительных гравитационных давлений водяного потока по кольцам циркуляции воды в системе отопления.

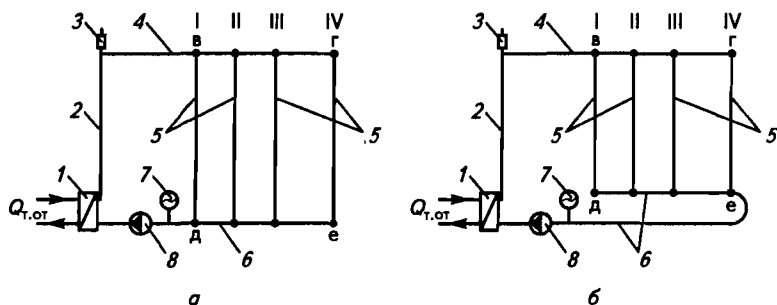


Рис. 4.25. Схемы гидравлической увязки параллельных циркуляционных колец системы отопления

а – тупиковая схема циркуляции; *б* – схема с попутным движением воды в подающем и обратном магистральных трубопроводах; 1 – водо-водяной пластинчатый теплообменник; 2 – подающий вертикальный магистральный трубопровод; 3 – воздухоотводчик; 4 – подающий горизонтальный магистральный трубопровод; 5 – вертикальные стояки подачи воды к отопительным приборам; 6 – обратный магистральный трубопровод; 7 – расширительный герметичный бак; 8 – циркуляционный насос

Для тупиковой схемы по рис. 4.25, *а* наименьшее кольцо циркуляции включает участки сети *1-2-в-д-1*, а наиболее протяженное кольцо включает участки сети *1-2-г-е-1*. Если принять наличие теплоизоляции и пренебречь охлаждением воды по длине подающего 4 и обратного 6 магистральных изолированных трубопроводов, то при расчетной теплоотдаче по стоякам I–IV присоединенных к ним отопительных приборов, дополнительные гравитационные давления в стояках, обусловленные охлаждением воды, будут одинаковыми. Поэтому равенство гидравлических потерь в кольцах циркуляции системы отопления определяется равенством результатов расчетов по формуле (4.25) для каждого кольца.

Для схемы с попутным движением воды по магистральным трубопроводам (рис. 4.25, *б*) длины колец циркуляции *1-2-в-д-е-1* и *1-2-г-е-1* могут быть близкими по величинам длин труб. Это облегчает увязку равенства гидравлических колец циркуляции в системе отопления.

Если магистральные трубопроводы не изолированы, как это делается при их прокладке под потолком верхнего этажа и в подвальном помещении, то от остывания воды в магистральных трубопроводах возникает дополнительное гравитационное давление, которое вычитается из общих гидравлических сопротивлений по кольцам циркуляции, вычисленное по формуле (4.25).

4.5. Методика гидравлического расчета однотрубных систем отопления

На рис. 4.26 представлено кольцо циркуляции в однотрубной системе отопления 10-этажного здания с верхней разводкой и проточными вертикальными стояками. Для принятой схемы отопления применим простые и дешевые конвекторы «Сантехпром» малой глубины с ручным регулированием тепловой производительности, воздушным клапаном, конструктивная схема которого представлена на рис. 3.5, а технические характеристики – в табл. 3.1.

В проточной однотрубной системе горячая вода последовательно проходит постоянным расходом $G_{\text{вт}}$ по всем отопительным приборам. Поэтому для этой схемы возможно только регулирование тепловой производительности по воздуху, без изменения общего расхода горячей воды в стояке $G_{\text{вт}}$, что достигается с помощью воздушных клапанов в конструкции конвектора по схеме рис. 3.5.

На схеме рис. 4.26 из водонагревателя 1 в изолированный магистральный вертикальный трубопровод 2 поступает горячая вода с $t_{\text{вт}1} = 95^\circ\text{C}$, которая в техническом этаже по изолированным горизонтальным магистральным трубопроводам 4 и 12 распределяется вправо по четырем стоякам I–IV и влево по четырем стоякам. Расчет циркуляции проводим по дальнему стояку IV. Для выравнивания гидравлических сопротивлений по кольцам циркуляции от стояков I и IV обратные магистральные трубопроводы 10 и 13 смонтированы для попутного движения воды с температурой охладившейся воды $t_{\text{вт}2} = 55^\circ\text{C}$ к водонагревателю 1. Благодаря применению попутного движения в магистральном трубопроводе 10 выравнивается длина трубопроводов циркуляции воды в дальнем IV стояке в кольце циркуляции «з–г–д» и в ближнем стояке I в кольце циркуляции «з–и–д».

Пример 4.4. *Исходные условия:* Задана схема однотрубной проточной системы отопления с расположением трубопроводов и отопительных приборов по рис. 4.26.

Требуется: Провести гидравлический расчет системы отопления.

Решение: 1. По предварительным расчетам определена требуемая тепловая мощность конвекторов малой глубины в удаленном стояке IV и результаты расчетов представлены на схеме рис. 4.26. Суммарная отопительная мощность по стояку IV равна: $Q_{\text{т.ст.IV}} = 1200 + \dots + 1800 = 15\,200$ Вт.

2. По расчетам в примере 4.2 по рациональной теплотехнической эффективности пластинчатого водо-водяного теплообменника расчетный нагрев циркуляционной воды системы отопления в теплооб-

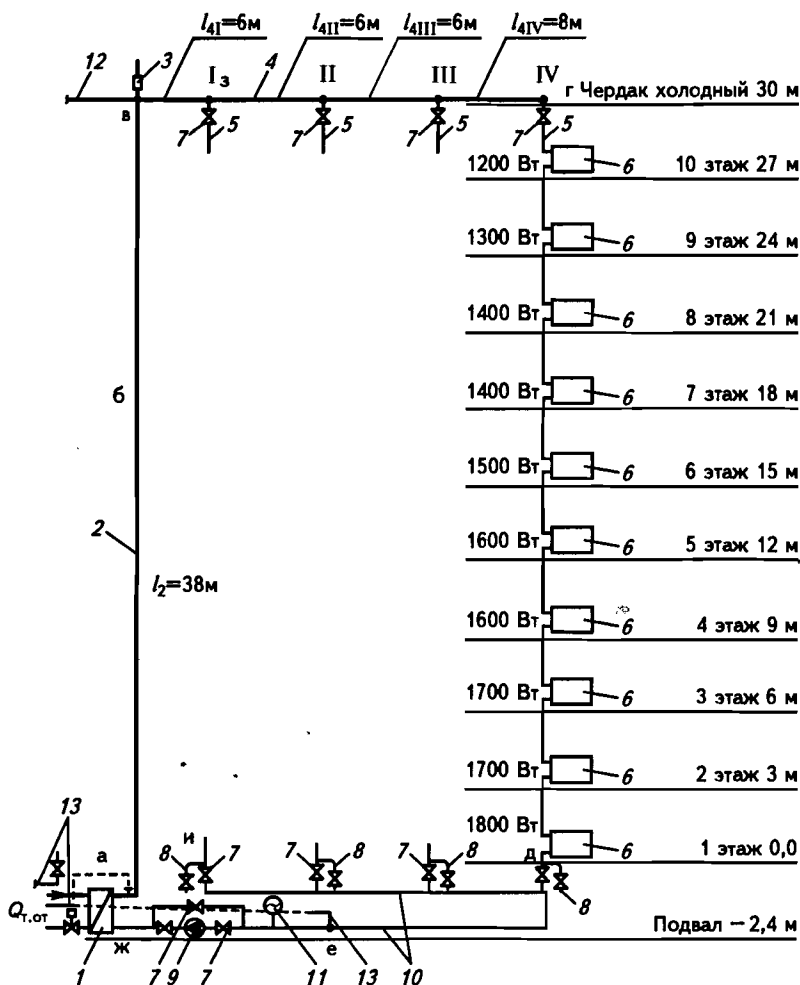


Рис. 4.26. Кольцо циркуляции горячей воды в однотрубной системе отопления с проточными вертикальными стояками и установкой в помещениях конвекторов «Сантехпром» с воздушным регулированием тепловой производительности
 1 – пластинчатый водонагреватель; 2 – изолированный вертикальный магистральный трубопровод (главный стояк); 3 – воздухоотводчик; 4 – подающий горизонтальный изолированный магистральный трубопровод; 5 – вертикальный стояк; 6 – конвектор; 7 – краны запорные; 8 – сливные краны из стояков; 9 – циркуляционный насос; 10 – горизонтальный обратный магистральный трубопровод с попутным движением воды; 11 – герметичный расширительный бак; 12 – подающий горизонтальный изолированный магистральный трубопровод к левой части системы отопления (одинаковый с правой); 13 – горизонтальный обратный магистральный трубопровод от левой части системы отопления (одинаковый с правой)

меннике l обеспечивается при перепаде нагретой и обратной воды $\Delta t_{\text{вт}} = t_{\text{вт}1} - t_{\text{вт}2} = 95 - 55 = 40^\circ\text{C}$.

3. Магистральные горизонтальные трубопроводы 4 и 12 изолированы и к стоякам подходит горячая вода $t_{\text{вт}1} = 95^\circ\text{C}$. Из стояков в магистральные обратные трубопроводы 10 и 13 будет поступать обратная вода с температурой выше $t_{\text{вт}2} = 55^\circ\text{C}$, так как обратные магистральные трубопроводы не изолированы.

Охлаждение воды в неизолированных трубопроводах зависит от диаметра труб, их длины и разности температур ($t_{\text{вт}} - t_{\text{в}}$). В справочной литературе [44] даются удельные теплотери $q_{\text{т.тр}}$, Вт/м, в зависимости от диаметра труб и перепада температур ($t_{\text{вт}} - t_{\text{в}}$). Примем, что охлаждение воды в магистральных трубопроводах 10 составило $\Delta t_{\text{в.тр}} = 6^\circ\text{C}$.

4. Вычисляем температуру воды на выходе из вертикального стояка системы отопления:

$$t_{\text{вт}2.\text{ст}} = t_{\text{вт}2} + \Delta t_{\text{в.тр}} = 55 + 6 = 61^\circ\text{C}.$$

5. Расход воды через стояк вычисляется по формуле:

$$G_{\text{в.г.ст}} = \frac{Q_{\text{т.от.ст}} 3,6}{c_{\text{вт}} (t_{\text{в.г}1} - t_{\text{в.г}2})}, \text{ кг/ч.} \quad (4.38)$$

5.1. Для стояка $Q_{\text{т.от.ст}} = 15\,200$ Вт по формуле (4.38) получим:

$$G_{\text{в.г.ст}} = \frac{15\,200 \cdot 3,6}{4,2 \cdot (95 - 61)} = 383 \text{ кг/ч.}$$

По рекомендациям к применению конвекторов «Сантехпром» подводки имеют диаметр труб 20 мм. Поэтому и стояк принимаем диаметром 20 мм с площадью сечения $f_{\text{тр.в}} = 0,000314 \text{ м}^2$.

5.2. По формуле (4.28) вычисляем скорость воды в трубе стояка при $t_{\text{вт.ср}} = 70^\circ\text{C}$ и $\rho_{\text{вт}} = 978 \text{ кг/м}^3$:

$$w = \frac{383}{978 \cdot 3600 \cdot 0,000314} = 0,35 \text{ м/с.}$$

5.3. По схеме на рис. 4.26 определяем длину труб в стояке IV равной 36 м.

По преобразованной формуле (4.25) определяем гидравлическое сопротивление от трения воды в трубопроводе стояка:

$$\Delta H_{\text{тр.ст}} = \lambda \frac{l}{d} \frac{\rho_w}{2} w^2 = 0,02 \cdot \frac{36}{0,02} \cdot \frac{978}{2} \cdot (0,35)^2 = 2157 \text{ Па.}$$

5.4. В вертикальном стояке IV на входе горячей воды в стояк при $t_{\text{вт}1} = 95^\circ\text{C}$ и $\rho_{\text{вт}1} = 962 \text{ кг/м}^3$, а на выходе из стояка $t_{\text{вт}2.\text{ст}} = 61^\circ\text{C}$ и $\rho_{\text{вт}2.\text{ст}} = 982 \text{ кг/м}^3$.

Естественное гравитационное давление вычисляем по формуле (4.29):

$$\Delta H_{\text{ст.г.ц}} = 9,8 \cdot 30 \cdot (982 - 962) \approx 5880 \text{ Па.}$$

5.5. В конвектор горячая вода из стояка поступает и выходит при двух поворотах трубопроводов на 90° . Эти местные сопротивления у конвектора оцениваются $\Sigma \xi = 1 + 1 = 2$. Потери давления на местное сопротивление у одного конвектора:

$$\Delta H_{\text{м.с.}} = g \Sigma \xi \frac{\rho_w}{2} w^2 = 9,8 \cdot 2 \cdot \frac{978}{2} \cdot (0,35)^2 = 1174 \text{ Па.}$$

5.6. Горячая вода в вертикальном стояке последовательно подходит и отходит от десяти конвекторов и сумма этих местных сопротивлений на входе и выходе составит:

$$\Sigma \Delta H_{\text{м.с.}} = h_{\text{м.с.}} \cdot m = 1174 \cdot 10 = 11\,740 \text{ Па.}$$

5.7. На входе и выходе горячей воды в стояк IV установлены запорные шаровые краны в открытом положении с $\xi = 0,6$. Вычислим потери давления воды при прохождении через открытый шаровый кран:

— на входе в стояк IV горячей воды $t_{\text{вт1}} = 95^\circ \text{C}$, $\rho_{\text{вт1}} = 962 \text{ кг/м}^3$, $w = 0,35 \text{ м/с}$.

$$\Delta H_{\text{м.с.вх}} = 9,8 \cdot 0,6 \cdot \frac{962}{2} \cdot (0,35)^2 = 346 \text{ Па;}$$

— на выходе из стояка IV при $t_{\text{вт2.ст}} = 61^\circ \text{C}$ и $\rho_{\text{вт2.ст}} = 982 \text{ кг/м}^3$, $w = 0,35 \text{ м/с}$

$$\Delta H_{\text{м.с.вых}} = 9,8 \cdot 0,6 \cdot \frac{982}{2} \cdot (0,35)^2 = 354 \text{ Па.}$$

Итого: 700 Па.

5.8. Потери давления при прохождении горячей воды через отопительные приборы зависят от выбранного конструктивного решения конвектора «Сантехпром». Согласно рекомендациям по подбору конвекторов малой модели требуемая табличная номинальная паспортная производительность конвектора $Q_{\text{н.у}}$ (см. табл. 3.1), вычисляется по формуле:

$$Q_{\text{н.у}} = \frac{Q_{\text{т.от}}}{\left(\frac{\Delta t_{\text{w.ср.п}}}{70} \right)^{1,3} \cdot \left(\frac{G_{\text{вт}}}{360} \right)^{0,07}}, \text{ Вт,} \quad (4.39)$$

где $Q_{\text{т.от}}$ — требуемая по теплотехническому расчету теплового режима помещения тепловая производительность отопительных приборов, Вт; $G_{\text{вт}}$ — расчетный расход горячей воды через конвектор, кг/ч.

Средняя разность температур при нагреве воздуха в конвекторе вычисляется по формуле:

$$t_{w, \text{ср.п}} = \frac{t_{\text{вт.вх}} + t_{\text{вт.вых}}}{2} - t_{\text{в}}, \text{ } ^\circ\text{C}, \quad (4.40)$$

где $t_{\text{вт.вх}}$ и $t_{\text{вт.вых}}$ — температуры горячей воды на входе и выходе из конвектора, $^\circ\text{C}$.

Обозначим отношения средних температур в отопительных приборах к расчетной величине $70 \text{ } ^\circ\text{C}$ в виде показателя:

$$\psi_t = t_{w, \text{ср.п}} / 70. \quad (4.41)$$

Отношение реального расхода через отопительный прибор $G_{\text{вт}}$, кг/ч к расчетному 360 кг/ч в виде показателя:

$$\psi_G = G_{\text{вт}} / 360. \quad (4.42)$$

В помещении к отопительному прибору подходят трубы, окрашенные масляной краской. В справочнике проектировщика [44] дается удельный тепловой поток на 1 м трубы $q_{\text{тр}}$, Вт/м, в зависимости от диаметра и среднего перепада температур $t_{w, \text{ср.п}}$.

Поступающая в помещение теплота от труб длиной 1 м составляет: $Q = q \cdot l$, Вт.

Перепад температур в отопительном приборе вычисляется по формуле:

$$\Delta t_{w, \text{от.п}} = \frac{Q_{\text{т.от.п}} \cdot 3,6}{G_{\text{вт}} c_{\text{вт}}}, \text{ } ^\circ\text{C}. \quad (4.43)$$

В табл. 3.1 номинальный тепловой поток конвектора $Q_{\text{н.у}}$ при стандартных условиях дается в кВт. Для проведения перерасчета действительной потребности помещения в теплоте на паспортную производительность используем формулу:

$$Q_{\text{н.у}} = \frac{Q_{\text{т.от}} - Q_{\text{тр}}}{(\psi_t)^{1,3} \cdot (\psi_G)^{0,07}}, \text{ Вт}. \quad (4.44)$$

Для упрощения расчетов на рис. 4.27 в логарифмической сетке координат построены графические зависимости степенных величин показателей $\psi_t^{1,3}$ и $\psi_G^{0,07}$ от их числовых величин, вычисленных по выражениям (4.41) и (4.42).

5.8.1. Открытые трубы и конвектор на 10-м этаже должны обеспечить $Q_{\text{т.от.пр}} = 1200$ Вт. По формуле 4.43 вычисляем перепад температур горячей воды в этом отопительном приборе:

$$\Delta t_{w, \text{от.п.10}} = \frac{1200 \cdot 3,6}{383 \cdot 4,2} = 2,7 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

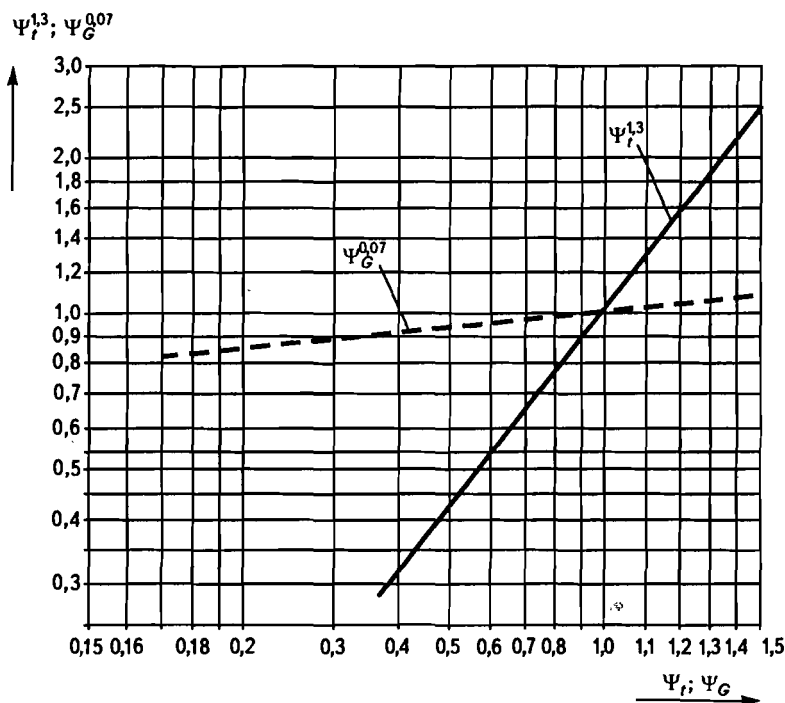


Рис. 4.27. Построение в логарифмических координатах степенной зависимости отношения действительных средних температур в отопительном приборе $\Delta t_{w, \text{ср.п}}$ к расчетному перепаду в 70°C , что отвечает степенному показателю $\Psi_t^{1,3}$, и отношение действительных расходов горячей воды через отопительный прибор $G_{w, \text{т}}$, кг/ч, по отношению к паспортному расходу 360 кг/ч, что отвечает степенному показателю $\Psi_G^{0,07}$.

— — — — — графическая зависимость $\Psi_t^{1,3}$; - - - - - графическая зависимость $\Psi_G^{0,07}$.

$$t_{w, \text{т}} = 95^\circ\text{C}; t_{w, \text{т.вых}} = 95 - 2,7 = 92,3^\circ\text{C}.$$

По формуле (4.40) находим:

$$t_{w, \text{ср.п}} = \frac{95 + 92,3}{2} - 20 = 73,7^\circ\text{C}.$$

В помещении проходят открытые трубопроводы стояка при средней температуре $73,7^\circ\text{C}$. При диаметре открытых труб 20 мм, окрашенных масляной краской, теплоотдача 1 м трубы равна $78,5$ Вт/м. На 10 -м этаже теплоотдача труб составит $Q_{\text{тр}} = 78,5 \cdot 2,5 = 196$ Вт.

По формуле (4.41) вычисляем температурный показатель: $\Psi_{t10} = 73,7/70 = 1,053$. По графику на рис. 4.27 находим численное значение этого показателя в степенной форме $(1,053)^{1,3} = 1,18$. Выходя-

шая горячая вода $t_{w, \text{вх}} = 92,3^\circ\text{C}$ из конвектора на 10-м этаже будет входящей в отопительный прибор на 9-м этаже. Поэтому показатель ψ_f будет переменным по этажам. По формуле (4.42) вычисляем показатель отношения расходов воды $\psi_G = 383/360 = 1,063$. Из графика на рис. 4.27 находим численное значение $\psi_G^{0,07} = 1,02$. Расход горячей воды в проходной системе отопления одинаков по этажам и численное значение показателя 1,02 одинаково по стояку. По формуле (4.44) определяем требуемую номинальную производительность конвектора:

$$Q_{н.у} = \frac{1200 - 196}{1,18 \cdot 1,02} = 834 \text{ Вт.}$$

По табл. 3.1 выбираем конвектор КСК20-0,918к, определим потери давления в нем:

— **сопротивление трению** составит (две трубы длиной $l = 0,744 \times 2 = 1,488 \text{ м}$),

$$\Delta H_{\text{тр}} = \lambda \cdot \frac{l}{d} \cdot \frac{\rho_w}{2} w^2 = 0,02 \cdot \frac{1,488}{0,02} \cdot \frac{968}{2} \cdot (0,35)^2 = 89 \text{ Па;}$$

— **местное сопротивление в калаче** ($\xi = 3$)

$$\Delta H_{\text{м.с}} = g \Sigma \xi \frac{\rho_w}{2} w^2 = 9,8 \cdot 3 \cdot \frac{968}{2} \cdot (0,35)^2 = 1743 \text{ Па.}$$

Итого: $\Delta H_{\text{конв.10}} = 89 + 1743 = 1832 \text{ Па.}$

Аналогичным способом проведем расчеты и подбор оборудования стояка IV для этажей с 9-го по 1-й включительно. Результаты гидравлического расчета представлены в табл. 4.5.

5.8.2. Вычисляем общее гидравлическое сопротивление при последовательном прохождении горячей воды через 10 конвекторов на стояке IV:

$$\Sigma H_{\text{кон.1-10}} = 1832 + 1848 + 1875 + 1869 + 1893 + 1922 + 1938 + 3789 + 3807 + 3842 = 24\,615 \text{ Па.}$$

6. Принимаем, что по стоякам I, II и III проходит одинаковый расход горячей воды, так как требуемые тепловые мощности конвекторов в помещениях на этажах одинаковы со схемой на рис. 4.26. Определим расход горячей воды по четырем участкам изолированного магистрального трубопровода 4:

участок $I_{4 \text{ IV}}$ и $G_{\text{вт}} = 383 \text{ кг/ч}$; участок $I_{4 \text{ III}}$ и $G_{\text{вт}} \cdot 2 = 766 \text{ кг/ч}$; участок $I_{4 \text{ II}}$ и $G_{\text{вт}} \cdot 3 = 1149 \text{ кг/ч}$; участок $I_{4 \text{ I}}$ и $G_{\text{вт}} \cdot 4 = 1532 \text{ кг/ч}$.

6.1 По рекомендациям табл. 4.4 принимаем диаметры трубопроводов по участкам магистрального трубопровода 4 и скорости воды на отдельных участках при $t_{\text{вт1}} = 95^\circ\text{C}$ и $\rho_{\text{вт1}} = 962 \text{ кг/м}^3$:

участок IV $d_0 = 20 \text{ мм}$, $w = 383/962 \cdot 3600 \cdot 0,000314 = 0,35 \text{ м/с}$;

участок III $d_0 = 20 \text{ мм}$, $w = 766/962 \cdot 3600 \cdot 0,000314 = 0,75 \text{ м/с}$;

Таблица 4.5

Результаты гидравлического расчета стояка IV однотрубной системы отопления по этажам
(по схеме на рис. 4.26)

№ этажа	$Q_{г.от.гр.}$ Вт	$t_{гр.жл.}$, °C	$\Delta t_{мот.}$, °C	$t_{гр.жл.}$, °C	$\Delta t_{всп.жл.}$, °C	ψ_t	$\psi_t^{1,3}$	$Q_{тр.}$ Вт	$Q_{жл.}$ Вт	Тип конвектора	$\Delta H_{тр.}$ Па	$\Delta H_{жл.с.}$ Па	$\Delta H_{жл.н.}$ Па
10	1200	95	2,7	92,3	73,7	1,053	1,18	196	834	КСК 20 – 0,918к	89	1743	1832
9	1300	92,3	2,9	89,4	70,8	1,012	1,01	179	1057	КСК 20 – 1,045к	101	1747	1848
8	1400	89,4	3,1	86,3	67,8	0,97	0,96	169	1257	КСК 20 – 1,311к	123	1752	1875
7	1400	86,3	3,1	83,2	64,8	0,93	0,91	158	1338	КСК 20 – 1,311к	122	1747	1869
6	1500	83,2	3,4	79,8	61,5	0,88	0,87	150	1521	КСК 20 – 1,573к	146	1747	1893
5	1600	79,8	3,6	76,2	58	0,83	0,79	140	1812	КСК 20 – 1,835к	170	1752	1922
4	1600	76,2	3,6	72,7	54,4	0,78	0,75	126	1057	КСК 20 – 1,96к	182	1756	1938
3	1700	72,7	3,8	68,9	50,8	0,73	0,68	139	2251	КСК 20 – 2,206к	270	3519	3789
2	1700	68,9	3,8	65,1	47	0,67	0,6	108	2601	КСК 20 – 2,696к	281	3523	3807
1	1800	65,1	4	61,1	43,1	0,62	0,54	149	2997	КСК 20 – 2,941к	305	3537	3842
$Q_{г.от.гр.}$	15 200												24 615

участок II $d_o = 20$ мм, $w = 1149/962 \cdot 3600 \cdot 0,000314 = 1,06$ м/с.

участок I $d_o = 25$ мм, $w = 1532/962 \cdot 3600 \cdot 0,00049 = 0,9$ м/с.

6.2 По вертикальному магистральному трубопроводу 4 гидравлические потери по участкам составят:

Участок I. $w = 0,9$ м/с, $d_o = 25$ мм, $l = 6$ м, сопротивление на трение составит:

$$\Delta H_{\text{трI}} = 0,02 \cdot \frac{6}{0,025} \cdot \frac{962}{2} \cdot (0,9)^2 = 1870 \text{ Па};$$

на местное сопротивление (проход через тройник с ответвлением горячей воды в стояк I) $\xi = 1$

$$\Delta H_{\text{м.с}} = 9,8 \cdot 1 \cdot \frac{962}{2} \cdot (0,9)^2 = 3820 \text{ Па}.$$

Участок II. $w = 1,06$ м/с, $d_o = 20$ мм, $l = 6$ м, сопротивление на трение:

$$\Delta H_{\text{трII}} = 0,02 \cdot \frac{6}{0,02} \cdot \frac{962}{2} \cdot (1,06)^2 = 3243 \text{ Па};$$

на местное сопротивление:

$$\Delta H_{\text{м.сII}} = 9,8 \cdot 1 \cdot \frac{962}{2} \cdot (1,06)^2 = 5297 \text{ Па}.$$

Участок III. $w = 0,7$ м/с, $d_o = 20$ мм, $l = 6$ м, сопротивление на трение:

$$\Delta H_{\text{трIII}} = 0,02 \cdot \frac{6}{0,02} \cdot \frac{962}{2} \cdot (0,7)^2 = 1414 \text{ Па};$$

на местное сопротивление:

$$\Delta H_{\text{м.сIII}} = 9,8 \cdot 1 \cdot \frac{962}{2} \cdot (0,7)^2 = 2310 \text{ Па}.$$

Участок IV. $w = 0,35$ м/с, $d_o = 20$ мм, $l = 8$ м, сопротивление на трение:

$$\Delta H_{\text{трIV}} = 0,02 \cdot \frac{6}{0,02} \cdot \frac{962}{2} \cdot (0,35)^2 = 471 \text{ Па};$$

на местное сопротивление:

$$\Delta H_{\text{м.сIV}} = 9,8 \cdot 1 \cdot \frac{962}{2} \cdot (0,35)^2 = 577 \text{ Па}.$$

6.3. Общее гидравлическое сопротивление прохождению горячей воды в вертикальном магистральном трубопроводе 4 по трем участкам «з–г» составит:

$$\Sigma H_{з-г} = (3243 + 5292) + (1414 + 2310) + (471 + 577) = 13\,312 \text{ Па.}$$

7. Вычисляем гидравлическое сопротивление прохождению горячей воды по дальнему кольцу циркуляции «з–г–д» через стояк IV. Общее гидравлическое сопротивление дальнего кольца циркуляции состоит из следующих частей: горизонтальный магистральный трубопровод – ($\Sigma H_{з-г} = 13\,312 \text{ Па}$ (п. 6.3); сопротивления трению в стояке IV – $\Delta H_{тр.ст} = 2157 \text{ Па}$ (п. 5.3); суммы местных сопротивлений на входе и выходе горячей воды из конвекторов – $\Sigma H_{м.с.} = 11\,740 \text{ Па}$ (п. 5.6); местных сопротивлений в двух запорных кранах – $\Delta H_{м.с.кр} = 346 + 354 = 700 \text{ Па}$ (п. 5.7); гидравлического сопротивления конвекторов – $\Sigma \Delta H_{кон} = 24\,615 \text{ Па}$ (п. 5.8.2).

На гидравлическое сопротивление в кольце циркуляции затрачивается естественное давление, которое для стояка IV равно $\Delta H_{ст.е.н.} = 5880 \text{ Па}$ (п. 5.4). Циркуляционное давление от работы насоса для кольца «з–г–д» составит:

$$\Delta H_{е.н. з-г-д} = 13\,312 + 2157 + 11\,740 + 700 + 24\,615 - 5880 = 46\,644 \text{ Па.}$$

8. Проводим расчет гидравлического сопротивления ближнего кольца циркуляции I. В стояке I гидравлические сопротивления одинаковы со стояком IV. Различия в гидравлических сопротивлениях могут быть на участке для IV стояка «з–г», где $\Delta H_{з-г} = 13\,312 \text{ Па}$ и для стояка I на участке «и–д». Вычислим гидравлическое сопротивление для участка «и–д», где проходит вода $t_{вт.об} = 61^\circ \text{C}$ при $\rho_{вт.об} = 982 \text{ кг/м}^3$.

8.1. Участок I–II. $l = 6 \text{ м}$, $d_o = 20 \text{ мм}$, $w = 0,35 \text{ м/с}$, сопротивление на трение:

$$\Delta H_{тр I-II} = 0,02 \cdot \frac{6}{0,02} \cdot \frac{982}{2} \cdot (0,35)^2 = 311 \text{ Па;}$$

на местные сопротивления при $\xi = 2$:

$$\Delta H_{м.с I-II} = 9,8 \cdot 2 \cdot \frac{982}{2} \cdot (0,35)^2 = 1179 \text{ Па.}$$

8.2. Участок II–III. $l = 6 \text{ м}$, $d_o = 20 \text{ мм}$, $w = 0,7 \text{ м/с}$, сопротивление на трение:

$$\Delta H_{тр II-III} = 0,02 \cdot \frac{6}{0,02} \cdot \frac{982}{2} \cdot (0,7)^2 = 1444 \text{ Па;}$$

на местные сопротивления при $\xi = 2$:

$$\Delta H_{м.с II-III} = 9,8 \cdot 2 \cdot \frac{982}{2} \cdot (0,7)^2 = 4716 \text{ Па.}$$

8.3. Участок III-IV. $l = 8$ м, $d_o = 25$ мм, $w = 1149/982 \cdot 3600 \times 0,00049 = 0,66$ м/с, сопротивление на трение:

$$\Delta H_{\text{трIII-IV}} = 0,02 \cdot \frac{8}{0,02} \cdot \frac{982}{2} \cdot (0,66)^2 = 1720 \text{ Па};$$

на местные сопротивления при $\xi = 2$:

$$\Delta H_{\text{м.сIII-IV}} = 9,8 \cdot 2 \cdot \frac{982}{2} \cdot (0,66)^2 = 4192 \text{ Па}.$$

8.4. Общее гидравлическое сопротивление на участке «и-д» $\Sigma \Delta H_{\text{и-д}} = 13\,602$ Па, что близко к $\Delta H_{3-\Gamma} = 13\,312$ Па. Следовательно, ближние и дальние кольца циркуляции воды имеют примерно одинаковые гидравлические сопротивление $\sim 46\,644$ Па.

9. Через вертикальный изолированный магистральный трубопровод 2 проходит горячая вода $\Delta G_{\text{вт}} = 1532 + 1532 = 3064$ кг/ч. По табл. 4.4 принимаем $d_o = 40$ мм, $f_{\text{тр.в}} = 0,00126$ м², $l = 33$ м.

9.1. Вычисляем скорость воды в вертикальном магистральном трубопроводе 2:

$$w = 3064 / 962 \cdot 3600 \cdot 0,00126 = 0,1 \text{ м/с}$$

9.2. Сопротивление трению на участке «б»:

$$\Delta H_{\text{тр.б}} = 0,02 \cdot \frac{33}{0,04} \cdot \frac{962}{2} \cdot (0,7)^2 = 3900 \text{ Па};$$

на местные сопротивления при $\xi = 1,5$:

$$\Delta H_{\text{м.с.б}} = 9,8 \cdot 1,5 \cdot \frac{962}{2} \cdot (0,7)^2 = 3665 \text{ Па}.$$

Итого: 7365 Па.

9.3. Участок «в-з». $l = 6$ м, $d_o = 25$ мм, $f = 0,00049$ м², $w = 1532/962 \cdot 3600 \cdot 0,00049 = 0,9$ м/с
сопротивление трению:

$$\Delta H_{\text{тр.в-з}} = 0,02 \cdot \frac{6}{0,025} \cdot \frac{962}{2} \cdot (0,9)^2 = 1876 \text{ Па};$$

на местные сопротивления при $\xi = 1$:

$$\Delta H_{\text{м.с.в-з}} = 9,8 \cdot 1 \cdot \frac{962}{2} \cdot (0,9)^2 = 3818 \text{ Па}.$$

Итого: 5694 Па.

10. Гидравлическое сопротивление на стороне всасывания насоса.

10.1. Участок «д-с». $l = 14$ м, $d_o = 25$ мм, $f = 0,00049$ м², $w = 1532/982 \cdot 3600 \cdot 0,00049 = 0,88$ м/с,

сопротивление на трение:

$$\Delta H_{\text{тр.д-е}} = 0,02 \cdot \frac{14}{0,025} \cdot \frac{982}{2} \cdot (0,88)^2 = 4280 \text{ Па};$$

на местные сопротивления при $\xi = 1$:

$$\Delta H_{\text{м.с.д-е}} = 9,8 \cdot 1 \cdot \frac{982}{2} \cdot (0,88)^2 = 3726 \text{ Па}.$$

10.2. Участок «е–ж». $l = 12 \text{ м}$, $d_o = 40 \text{ мм}$, $f = 0,00126 \text{ м}^2$, $w = 3064/982 \cdot 3600 \cdot 0,00126 = 0,69 \text{ м/с}$,
сопротивление на трение:

$$\Delta H_{\text{тр.е-ж}} = 0,02 \cdot \frac{12}{0,025} \cdot \frac{982}{2} \cdot (0,69)^2 = 1400 \text{ Па};$$

на местные сопротивления при $\xi = 2,7$:

$$\Delta H_{\text{м.с.е-ж}} = 9,8 \cdot 2,7 \cdot \frac{982}{2} \cdot (0,69)^2 = 6185 \text{ Па}.$$

11. Гидравлическое сопротивление пластинчатого водо-водяного теплообменника 1 (см. рис. 4.26) составляет 22 000 Па.

12. Общее гидравлическое сопротивление циркуляции воды в системе отопления по схеме на рис. 4.26: участок 1 – 22 000 Па; участок «б» – 7365 Па; участок «в–з» – 5694 Па; участок «з–г–д» 46 644 Па; участок «д–е» – 8006 Па; участок «е–ж» – 7585 Па.

Итого: 97 294 Па или 97,3 кПа или 9,73 м вод. ст.

13. По каталогу фирмы «Грундфосс» выбираем бессальниковый насос серии 200 типа UPS 40-180F с установочной мощностью $N_{\text{нас,у}} = 0,8 \text{ кВт}$. На первой скорости вращения получим $H = 10,6 \text{ м вод. ст.}$, $Q_w = 3,1 \text{ м}^3/\text{ч}$, $N_H = 0,29 \text{ кВт}$.

4.6. Определение гидравлического сопротивления в квартирной системе отопления с автономным источником теплоснабжения (например, настенный газовый котел)

Пример 4.5. Исходные условия: На рис. 4.28 представлена аксонометрическая схема системы отопления в трехкомнатной квартире с настенным газовым котлом 1, в который встроен циркуляционный насос 2. Подающие 4 и обратные 7 трубопроводы – металлопластиковые диаметром 15 мм. При строительстве первоначально на основе пола укладываются трубопроводы 4 и 7, от которых делаются вертикальные отводы для присоединения к конвекторам 5 и к котлу 1.

На схеме показана требуемая покомнатная мощность отопительных конвекторов 5. В квартире три жилые комнаты площадью 60 м² с тепловой потребностью: 1800 + 1500 + 1500 = 4800 Вт. В кухне площадью 14 м² конвектор имеет мощность 900 Вт. Всего расчетная по-

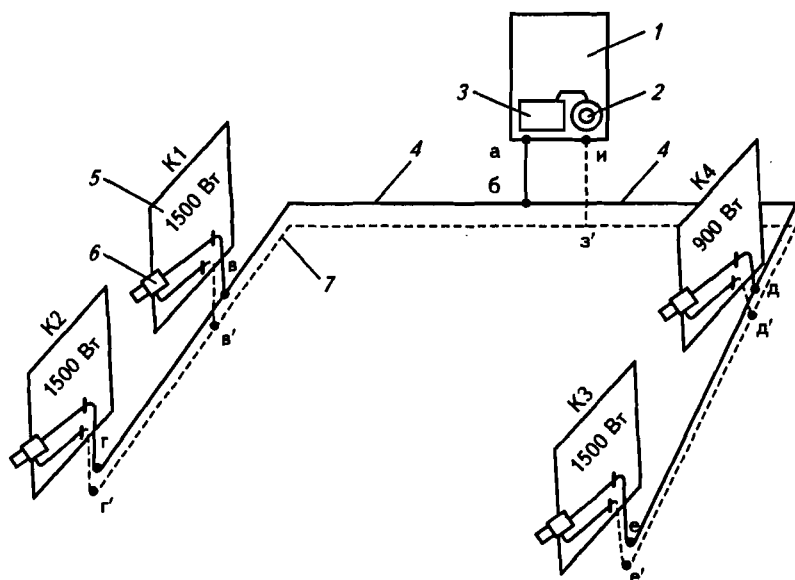


Рис. 4.28. Аксонометрическая схема квартирной системы отопления с автономным источником теплоснабжения

1 – газовый котел; 2 – циркуляционный насос; 3 – теплообменник нагрева воды в котле для системы отопления; 4, 7 – подающие и обратные металлополимерные трубопроводы; 5 – конвектор; 6 – угловой терморегулятор RTD-N-15, встроенный в конвектор

требность теплоты на систему отопления $Q_{от} = 5700$ Вт. На горячее водоснабжение расчетный расход примем $40 \text{ кВт} \cdot \text{ч} / \text{сут}$ теплоты. В квартире применен газовый котел с автоматическим переключением мощности на горячее водоснабжение.

Требуется: Определить гидравлические потери в схеме циркуляции воды в системе отопления.

Решение: 1. Из котла к отопительным конвекторам поступает горячая вода с $t_{вт1} = 80^\circ \text{C}$ и $\rho_{вт1} = 972 \text{ кг/м}^3$ и возвращается на нагрев $t_{вт2} = 60^\circ \text{C}$ при $\rho_{вт2} = 983 \text{ кг/м}^3$. Вычисляем расход циркулирующей воды в расчетном режиме работы системы отопления:

$$G = 5700 \cdot 3,6 / (80 - 60) \cdot 4,2 = 244 \text{ кг/ч.}$$

2. Вычисляем скорость воды на начальном участке циркуляции «а–б» по трубам длиной $l = 1 \text{ м}$, $d_o = 15 \text{ мм}$, $f_{тр} = 0,000177 \text{ м}^2$; $w = 244 / 972 \cdot 3600 \cdot 0,00017 = 0,4 \text{ м/с}$;
сопротивление на трение:

$$\Delta H_{тр.а-б} = \lambda \frac{l}{d} \cdot \frac{\rho_w}{2} w^2 = 0,02 \frac{1,0}{0,015} \cdot \frac{972}{2} \cdot (0,4)^2 = 104 \text{ Па};$$

на местные сопротивления при $\xi = 2,7$:

$$\Delta H_{\text{м.с.а-б}} = 9,8 \cdot 2,7 \cdot \frac{782}{2} \cdot (0,4)^2 = 1905 \text{ Па.}$$

Итого: $104 + 1905 = 2009 \text{ Па.}$

3. В тройнике «б» горячая вода после котла разделяется на два потока:

$$\text{участок «б-в» } G_{\text{вт}} = 3000 \cdot 3,6 / (80 - 60) \cdot 4,2 = 129 \text{ кг/ч;}$$

$$\text{участок «б-д» } G_{\text{вт}} = 2700 \cdot 3,6 / 20 \cdot 4,2 = 116 \text{ кг/ч.}$$

4. Вычисляем гидравлическое сопротивление на участке «б-в» длиной 10 м, скорость воды в трубе $w = 129/972 \cdot 3600 \cdot 0,000177 = 0,21 \text{ м/с}$, сопротивление на трение:

$$\Delta H_{\text{тр.б-в}} = 0,02 \frac{10}{0,015} \cdot \frac{972}{2} \cdot (0,21)^2 = 286 \text{ Па;}$$

на местные сопротивления при $\xi = 2,7$:

$$\Delta H_{\text{м.с.б-в}} = 9,8 \cdot 2,7 \cdot \frac{972}{2} \cdot (0,21)^2 = 525 \text{ Па.}$$

Итого: $286 + 525 = 811 \text{ Па.}$

5. От участка «б-в», в точке «в» происходит ответвление к конвектору K1 горячей воды

$$g_{\text{втK1}} = 1500 \cdot 3,6 / 20 \cdot 4,2 = 64,5 \text{ кг/ч.}$$

6. Проводим расчет гидравлического сопротивления дальнего кольца циркуляции воды «в-г-K2-г'-в'». Через это кольцо циркуляции проходит расход горячей воды

$$g_{\text{вт2}} = 1500 / 20 \cdot 4,2 = 64,5 \text{ кг/ч.}$$

6.1. На участке подающих и обратных трубопроводов «в-г» и «г'-в'» при $l = 4 \cdot 2 = 8 \text{ м}$, скорость воды составит $w = 64,5/972 \cdot 3600 \times 0,000177 = 0,1 \text{ м/с}$.

6.2. Вычисляем среднюю температуру теплоотдачи в конвекторе:

$$\Delta t = (80 + 60) / 2 - 20 = 50 \text{ }^\circ\text{C.}$$

Вычисляем показатели: $\psi_t = 50/70 = 0,71$, по графику на рис. 4.27 находим $\psi_t^{1,3} = 0,66$, $\psi_G = 64,5 / 360 = 0,179$, по графику на рис. 4.27 находим $\psi_G^{0,07} = 0,82$.

Вычисляем номинальную тепловую производительность конвектора «Сантехпром Авто»: $Q_{\text{нц}} = 1500 / 0,66 \cdot 0,82 = 2772 \text{ Вт.}$

6.3. По табл. 3.3 определяем, что подходит конвектор средней глубины «Сантехром Авто С» типа КСК 20-2,696К», для которого по табл. 4.2 в рекомендациях Сантехпрома при полностью открытом

клапане, когда настроенное кольцо автоматического термостата RTD-N-15 стоит в положении «N» (см. график на рис. 4.18), гидравлическое сопротивление конвектора «Сантехпром Авто С» типа КСК 20-2,696К составляет 68 600 Па. В номинальном режиме расход горячей воды через конвектор составляет $g_{\text{вт.рас}} = 360$ кг/ч.

В рассматриваемой двухтрубной системе отопления расчетный расход горячей воды $g_{\text{вт.рас}} = 64,5$ кг/ч.

Как известно, гидравлическое сопротивление снижается в квадратичной зависимости от снижения скорости жидкости в трубках. Гидравлическое сопротивление при сниженном расходе воды через конвектор при открытом автоматическом клапане находится по формуле:

$$\Delta H_{\text{кон.рас.}} = \frac{\Delta H_{\text{кон.пас}} g_{\text{вт.рас}}}{g_{\text{вт.пас}}}, \text{ Па.} \quad (4.45)$$

По формуле (4.45) для рассматриваемого режима работы конвектора «Сантехпром Авто С» получим: $H = 60 \cdot 100 \cdot 64,5/360 = 10\,770$ Па.

6.4. На двух присоединительных к конвектору подающем и обратном трубопроводах $d_o = 15$ мм имеется по два поворота и общее местное сопротивление $\xi = 6$.

Вычисляем сопротивление трению при $l = 0,8$ м:

$$\Delta H_{\text{тр.}} = 0,02 \frac{0,8}{0,015} \cdot \frac{972}{2} \cdot (0,1)^2 = 5,2 \text{ Па.}$$

Местные сопротивления:

$$\Delta H_{\text{м.с.}} = 9,8 \cdot 6 \cdot \frac{972}{2} \cdot (0,1)^2 = 286 \text{ Па.}$$

Итого: 291 Па.

6.5. Гидравлическое сопротивление на участке «в–г–К2–г’–в’» составит:

$$H_{\text{«в-г-к2-г'-в'»}} = 52 + 291 + 10\,770 = 11\,113 \text{ Па.}$$

7. Гидравлическое сопротивление на участке «в–К1–в’» должно быть равно 11 113 Па. Участок подающих и обратных трубопроводов имеет одинаковое гидравлическое сопротивление 291 Па (см. п. 6.4 расчета).

В конвекторе КСК-20-2,696 и регулировочном устройстве клапана RTD-N-15 дополнительное наладочное сопротивление должно быть:

$$\Delta H_{\text{рег}} = 11\,113 - 10\,770 - 291 = 52 \text{ Па.}$$

Из графика на рис. 4.18 следует, что такая малая разница в давлениях между конвекторами К1 и К2 не требует наладочной регулировки.

8. Общее гидравлическое сопротивление в кольце циркуляции «а–б–г–К2–г'–з'–и» составит:

$$\Delta H_{\text{цир}} = 2009 + 2009 + 811 + 811 + 11\,113 = 16\,753 \text{ Па.}$$

Правое кольцо циркуляции к конвекторам К4 и К3 по гидравлическим сопротивлениям принимаем одинаковым.

9. Циркуляционный насос, встроенный в газовый котел, дополнительно преодолевает гидравлическое сопротивление водонагревающего теплообменника величиной 22 кПа.

10. Общий напор циркуляционного насоса $H_{\text{нас}} = 2,2 + 1,7 = 3,9$ м вод. ст. при подаче по воде системы отопления $G_w = 0,3$ м³/ч. По каталогу фирмы «Грундфосс» подходит циркуляционный бессальниковый насос серии 100 типа UPS 25-40 с электродвигателем мощностью $N_n = 0,06$ кВт.

4.7. Особенности циркуляции в современной квартирной системе отопления с энергосберегающей технологией функционирования

Как показано в главах 2 и 3, применение установок утилизации теплоты вытяжного воздуха на нагрев санитарной нормы приточного наружного воздуха позволяет на 50% сократить требуемую тепловую мощность систем отопления.

До последнее время не было найдено экономичного и простого по исполнению решения водяной системы отопления совместно с приточно-вытяжными утилизационными агрегатами для жилых зданий.

Фирма «Обитель» разработала и производит комплект оборудования для создания современных квартирных систем отопления с работой по энергосберегающей технологии.

На рис. 4.29 представлена принципиальная схема сочетания работы приточно-утилизационного агрегата типа ПУА 60/100 с отопительным прибором, в качестве которого используется доводчик эжекционный ДЭ 1.6.60/100.

На плиту железобетонного перекрытия пола 1 уложены две пары 3 и 4 металлопластиковых труб диаметром 15 мм. Две трубы 3 предназначены для насосной циркуляции горячей воды в системе отопления квартиры, подаваемой от местного или центрального источника теплоснабжения. Две трубы 4 предназначены для насосной циркуляции промежуточного теплоносителя – антифриза между теплоизвлекающим теплообменником, смонтированным в центральном вытяжном агрегате. Вытяжной агрегат конструктивно рационально выполнять для обслуживания блока квартир, располагающихся по высоте жилого дома.

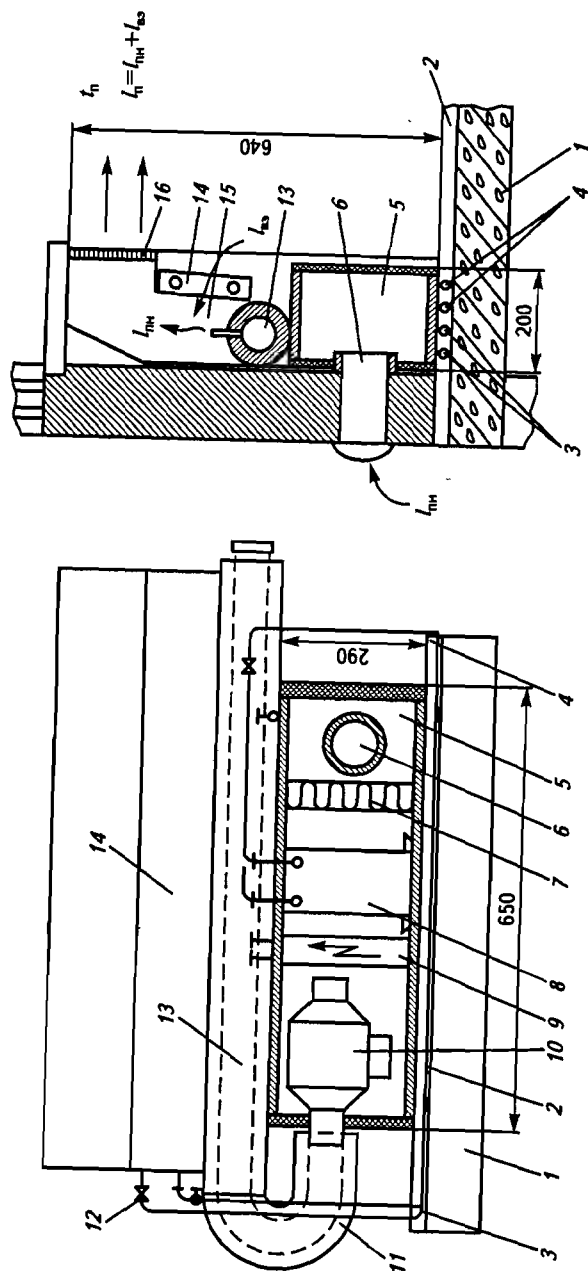


Рис. 4.29. Схема установки под окном приточно-утилизационного агрегата ПУА 60/100 и доводчика эжекционного ДЭ 1.6.60/100 в квартирной системе отопления
 1 – железобетонная плита пола; 2 – заливка пола; 3 – трубопроводы диаметром 15 мм для циркуляции горячей воды; 4 – диаметр 100 мм для забора наружного воздуха через отверстие в стене $I_{\text{н}} = 60/100 \text{ м}^3/\text{ч}$; 5 – приточно-утилизационный агрегат ПУА 60/100; 6 – патрубок утилизации теплоты вытяжного воздуха; 7 – фильтр; 8 – теплообменник; 9 – пиковый электрический нагреватель мощностью 0,5 кВт; 10 – каналный вентилятор производительностью на первой скорости $100 \text{ м}^3/\text{ч}$, на второй – $60 \text{ м}^3/\text{ч}$; 11 – гибкий патрубок диаметром 100 мм с наружной теплозвукоизоляцией; 12 – терморегулятор РТД-N-15 на трубопроводе подачи горячей воды в теплообменник ДЭ; 13 – камера первичного воздуха ДЭ; 14 – теплообменник ДЭ; 15 – камера смешения ДЭ; 16 – приточная решетка

Теплоизвлекающий теплообменник в вытяжном агрегате имеет подающий и обратный магистральные трубопроводы, от которого по этажам в квартиры отходят горизонтальные трубопроводы 4 для соединения с теплоотдающими теплообменниками 8 в приточном агрегате ПУА 60/100. Парные трубы 3 и 4 располагаются в заливке пола 2. Из заливки 2 у подоконной ниши, где устанавливается отопительный прибор, выступают четыре патрубка. К двум патрубкам от трубопроводов 4 присоединяется теплообменник 8, а к двум патрубкам от трубопроводов 3 присоединяется теплообменник 14 доводчика эжекционного ДЭ 1.6.60/100. Через наружную стену в подоконной нише сверлится отверстие диаметром 120 мм, в которое с изоляцией вставляется патрубок 6 диаметром 100 мм для забора санитарной нормы наружного воздуха $l_{\text{пн}}$. От работы канального вентилятора 10 наружный воздух $l_{\text{пн}}$ поступает через патрубок 6 в приточно-утилизационный агрегат 5. При второй скорости вращения электродвигателя вентилятора 10 производительность приточного агрегата 5 по наружному воздуху составляет 60 м³/ч, что достаточно для обслуживания жилой комнаты площадью 20 м².

В теплый период года для ночного естественного охлаждения помещения рационально переходить на первую скорость вращения рабочего колеса вентилятора, что увеличивает производительность приточного агрегата от 5 до 100 м³/ч. Цифры 60/100 в типоразмере агрегата 5 соответствуют двум возможным производительностям по воздуху в 60 или 100 м³/ч.

Теплообменник 8 в приточном агрегате 5 через две трубы 4 связан с подающим и обратным магистральными трубопроводами системы насосной циркуляции через теплоизвлекающий теплообменник, который установлен в вентиляторном вытяжном агрегате, соединенном с вытяжными воздуховодами из блока комнат по высоте здания. Из кухонь, санузлов и ванных комнат поступает вытяжной воздух с температурой от 24 до 26 °С и высокой влажностью. Отопленный в теплоотдающем теплообменнике вытяжного агрегата до температуры $t_{\text{аф1}} = +6$ °С антифриз подается насосом по вертикальному магистральному трубопроводу, к которому на каждом этаже присоединены горизонтальные трубопроводы 4. Они могут располагаться в полу по лучевой схеме, как это показано на схеме рис. 4.6. Возможно периметральное расположение трубопроводов 4, как это показано на схеме рис. 4.29. Определяющим является место расположения вертикальных магистральных трубопроводов.

Трубопроводы 4 выступают патрубками из заливки пола 2 и присоединяются к теплообменнику 8, где антифриз охлаждается

при $t_{\text{нх}} = -26^\circ\text{C}$ до $t_{\text{аф2}} = -4^\circ\text{C}$. Энергетическая эффективность расчетного нагрева приточного наружного воздуха в холодный период в Москве составляет:

$$t_{\text{п.н.у}} = 0,4 [25 - (-26)] - 26 = -5,6^\circ\text{C}.$$

В вентиляторе 10 приточный воздух повышает температуру от перехода энергии электродвигателя вентилятора в теплоту, на

$$\Delta t_{\text{вн}} = \frac{N_{\text{вн}} 3,6}{I_{\text{п.н}} \rho_{\text{п.н}} c_p} = \frac{100 \cdot 3,6}{60 \cdot 1,26 \cdot 1} = 4,8^\circ\text{C}.$$

Если температура $t_{\text{п.н.у}} < -4^\circ\text{C}$, то до положительной температуры догрев воздуха осуществляется в пиковом электронагревателе 9. Без нагрева в электронагревателе 9 в воздуховод 11 поступает приточный воздух с температурой $t_{\text{п.н}} = t_{\text{п.н.у}} + \Delta t_{\text{вн}} = -5,6 + 4,8 = -0,6^\circ\text{C}$.

По трубкам теплообменника 14 проходит горячая вода и эжектируемый воздух $I_{\text{вз}}$ нагревается до температуры, при которой в смесительной камере 15 образуется температура смеси приточного воздуха $t_{\text{п}}$. Величина температуры $t_{\text{п}}$ должна компенсировать потребности помещения в отопительной нагрузке.

Как было показано в главе 2, отопительная нагрузка в помещении определяется как сумма трансмиссионных теплопотерь $Q_{\text{т.пот}}$ и расхода теплоты на нагрев санитарной нормы приточного воздуха $Q_{\text{т.п.н}}$. Принимаем условие, что отапливаемая квартира одинакова со схемой на рис. 4.28. Требуемая тепловая производительность конвектора $Q_{\text{т.от}} = 1500$ Вт. На нагрев санитарной нормы воздуха $I_{\text{п.н}} = 60 \text{ м}^3/\text{ч}$ требуется теплоты $Q_{\text{т.пн}} = 60 \cdot 1,34 \cdot 1 \times (20 + 26) / 3,6 = 1027$ Вт. Следовательно, на трансмиссионные теплопотери расходуется в традиционном расчетном режиме работы системы отопления:

$$Q_{\text{т.пот.тр}} = Q_{\text{т.от}} - Q_{\text{т.пн}} = 1500 - 1027 = 473 \text{ Вт}.$$

В энергосберегающем режиме работы системы отопления по схеме на рис. 4.29 в приточном агрегате 5 приточный наружный воздух получает теплоту:

$$Q_{\text{т.п.н.у}} = 60 \cdot 1,25 \cdot 1 \cdot (-0,6 + 26) / 3,6 = 529 \text{ Вт}.$$

В теплообменнике 14 ДЭ на догрев приточного наружного воздуха потребуется теплоты:

$$Q_{\text{т.пн.у}} = 60 \cdot 1,23 \cdot 1 \cdot (20 + 0,6) / 3,6 = 422 \text{ Вт}.$$

Общая нагрузка на теплообменник 14 в ДЭ, выполняющем роль отопительного прибора, потребуется тепловая производительность:

$$Q_{\text{т.от.ДЭ}} = Q_{\text{т.пот.тр}} + Q_{\text{т.п.н.}} = 473 + 422 = 895 \text{ Вт.}$$

Через теплообменник 14 эжектируется следующее количество внутреннего воздуха $l_{\text{в.э}} = l_{\text{п.н.}} k_{\text{э}} = 60 \cdot 2,8 = 168 \text{ м}^3/\text{ч}$.

В теплообменнике ДЭ нагрев эжектируемого воздуха составит:

$$\Delta t_{\text{в.э}} = \frac{Q_{\text{т.от.ДЭ}}}{l_{\text{в.э}} \rho_{\text{в.э}} c_p} = \frac{895 \cdot 3,6}{168 \cdot 1,18 \cdot 1} = 16,3 \text{ }^{\circ}\text{C}.$$

Температура воздуха после теплообменника 14 будет: $t_{\text{в.э}} = t_{\text{в}} + \Delta t_{\text{в.э}} = 20 + 16,3 = 36,3 \text{ }^{\circ}\text{C}$.

В смесительной камере 15 температура приточного воздуха будет:

$$t_{\text{п}} = \frac{t_{\text{п.н.}} l_{\text{п.н.}} \rho_{\text{п.н.}} + t_{\text{в.э.}} l_{\text{в.э.}} \rho_{\text{в.э.}}}{(l_{\text{п.н.}} + l_{\text{в.э.}}) \rho_{\text{п}}} = \frac{-0,6 \cdot 60 \cdot 1,26 + 36,3 \cdot 168 \cdot 1,18}{(60 + 168) \cdot 1,21} = 25,9 \text{ }^{\circ}\text{C}.$$

В помещение через приточную решетку 16 будет поступать воздух с температурой $t_{\text{п}} = +25,9 \text{ }^{\circ}\text{C}$. По отношению к внутреннему воздуху положительный перепад температур при подаче в зону обитания по условиям теплового комфорта допускается до $\Delta t_{\text{п}} = t_{\text{п}} - t_{\text{в}} = 10 \text{ }^{\circ}\text{C}$.

Применение энергосберегающей технологии позволило сократить потребность в теплоте для квартиры до количества: $Q_{\text{т.от}} = 895 \cdot 3 + 900 = 3585 \text{ Вт}$.

Установочная мощность квартирного газового котла может быть сокращена по сравнению со схемой на рис. 4.28 на $(5400 - 3585) / 3585 \cdot 100 = 50,6\%$.

Контрольные вопросы

1. Чем определяется естественное (гравитационное) давление при циркуляции воды в системе отопления?
2. Как подразделяются системы отопления по месту расположения горизонтальных теплораздающих трубопроводов?
3. Как подразделяются системы отопления по виду монтажа труб?
4. Как зависит коэффициент теплопередачи K в отопительных приборах от средней температуры на его поверхности?

5. В чем состоят преимущества и недостатки однотрубных систем отопления?

6. В чем состоят преимущества и недостатки двухтрубных систем отопления?

7. Как выполняется схема квартирной системы отопления?

8. В чем заключаются преимущества водяных систем отопления, совмещенных с приточно-вытяжной вентиляцией?

9. По какому показателю находится тепловая производительность теплообменника доводчика эжекционного (ДЭ), присоединенного к системе водяного отопления?

10. Какие новые добавления в СНиП сделали возможным создание квартирных автономных систем отопления?

11. Какие новые возможности для создания автономных аккумуляционных систем водяного отопления появляются с введением двухтарифной оплаты электроэнергии?

12. Какое назначение расширительного бака в системе водяного отопления?

13. Какие схемы характерны для зависимой циркуляции воды в системах отопления?

14. Для чего применяется водоструйный элеватор в системах водяного отопления?

15. Для чего применяется насос в зависимых схемах циркуляции воды в системах отопления?

16. Что обозначает коэффициент смешения водоструйного элеватора и смесительного насоса?

17. В чем отличие независимой схемы присоединения систем отопления к источнику теплоснабжения от зависимого присоединения?

18. Какой способ регулирования обеспечивает гидравлическую и тепловую устойчивость работы двухтрубных систем отопления с наличием у отопительных приборов терморегуляторов?

19. По какой формуле определяется требуемая теплотехническая эффективность водонагревающего теплообменника в независимой схеме присоединения системы отопления?

20. Какими явлениями определяются гидравлические потери в сети циркуляции горячей воды в системе отопления?

21. Какое влияние оказывает естественное (гравитационное) давление на расчет гидравлических потерь в кольце циркуляции горячей воды в системе отопления?

22. Как вычисляется требуемая паспортная (номинальная) производительность конвектора «Сантехпром» при отличии температуры на поверхности прибора от паспортного значения 70°C и отличии расхода горячей воды от паспортного значения 360 кг/ч ?

23. Какая требуется тепловая мощность местного теплогенератора (котла) для теплоснабжения квартирной системы отопления?

24. На какую величину (процент) возможно сокращение тепловой мощности котла при применении энергосберегающей системы квартирного отопления с организованным поступлением приточного наружного воздуха в жилые комнаты?

25. Как конструируется схема аппаратов в квартирной системе отопления по энергосберегающей технологии?

Глава 5. СИСТЕМЫ ПАРОВОГО И ЛУЧИСТОГО ОТОПЛЕНИЯ

5.1. Паровые системы отопления

Паровые системы отопления основаны на принципе транспортирования по трубопроводам и конденсации водяного пара в трубопроводах и отопительных приборах. Как известно, при конденсации водяного пара в жидкость выделяется большое количество теплоты, затраченной на фазовое превращение воды (испарение) в пар. При атмосферном давлении при нагреве воды до 100 °С дальнейший подвод к воде теплоты вызывает ее испарение, а сам процесс называется — парообразованием. Теплота испарения 1 кг воды при 100 °С вычисляется по формуле:

$$r_{в.п} = 2500 - 4,2t, \text{ кДж/кг.} \quad (5.1)$$

Обычно пар от источников парообразования (от парогенераторов — паровых котлов) подают под давлением выше атмосферного. Это определяет более высокое теплосодержание (энтальпию) водяного пара:

$$I_{п} = c_w t_w + r_{в.п}, \text{ кДж/кг,} \quad (5.2)$$

где t_w — температура воды в режиме ее кипения °С, c_w — теплоемкость воды при нагревании, кДж/(кг·°С); $r_{в.п}$ — скрытая теплота парообразования при температуре кипения, кДж/кг.

Поступая в отопительный прибор, пар отдает теплоту благодаря образованию на внутренних стенках прибора капелек и струек воды — конденсата, которые стекают вниз.

Процесс превращения водяного пара в капли и струйки воды называют режимом конденсации, при котором выделяется скрытая теплота парообразования $r_{в.п}$. Процесс конденсации водяного пара на стенках отопительных приборов и трубопроводов протекает при высоких температурах.

Поэтому на отопительных приборах создается высокая температура (от 100 °С и выше). Это создает опасность ожогов у людей при случайном контакте с горячими поверхностями трубопроводов и отопительных приборов. На горячей поверхности пригора-

ют оседающая из воздуха пыль, слои покрасочных материалов, что ухудшает санитарно-гигиенические качества воздушной среды.

Серьезным недостатком паровых систем отопления является невозможность регулирования теплоотдачи отопительных приборов путем изменения температуры (качественное регулирование), а осуществляется только прерывистое регулирование — прекращение подачи пара в нагревательный прибор, называемое иногда «натопом» (количественное регулирование).

При периодической подаче пара в отопительный прибор происходит соприкосновение движущегося в трубопроводах и приборах пара с остатками конденсата, что создает громкие хлопки — гидроудары (повышенный шум в системе) и может вызвать разрушение отдельных ее элементов.

Вследствие этих недостатков паровое отопление не допускается в жилых, общественных и административно-бытовых зданиях, а также в производственных зданиях с повышенными требованиями по чистоте воздушной среды и точности поддержания температуры.

Паровое отопление находит применение в производственных зданиях, где в помещениях отсутствуют выделения пыли и имеется технологический пар, который рационально использовать для быстрого нагрева помещений и приготовления горячей воды.

Наиболее простой является паровая система низкого давления пара (от 0,005 до 0,02 МПа). Разводка паропроводов зависит от возможного места их прокладки и по отношению к отопительному прибору может быть верхней, нижней и средней.

На рис. 5.1 показана схема парового отопления низкого давления при расположении горизонтального магистрального распределительного паропровода 5 под потолком первого этажа в двухэтажном промздании (средняя разводка).

В паровом котле 1 греется вода и образовавшийся пар собирается в паросборнике 2 под давлением 0,02 МПа (0,01 ати) и по вертикальному магистральному паропроводу 4 подается в распределительный горизонтальный паропровод 5. По вертикальным распределительным стоякам 6 пар подается в отопительный прибор 7. Распределение пара по отопительным приборам 7 регулируется вентилями 8. Образующийся в отопительных приборах 7 конденсат стекает по вертикальным сборным стоякам 10 и собирается в горизонтальном трубопроводе 11. Собранный конденсат по трубопроводу 12 возвращается в паровой котел 1.

Для обеспечения защиты системы отопления от повышения давления пара сверх расчетного используется простое и надежное предохранительное устройство 3, выполненное как гидравлический затвор, дополненный бачком для сбора выбрасываемой с па-

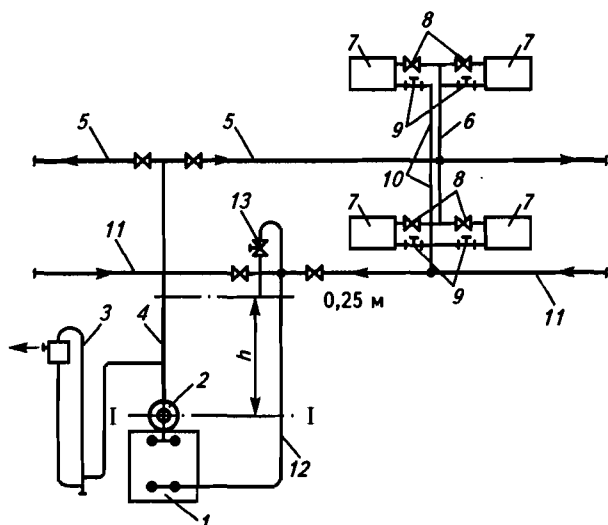


Рис. 5.1. Схема паровой системы отопления низкого давления со средним расположением подающего магистрального вертикального паропровода

1 – паровой котел; 2 – паросборник; 3 – предохранительное устройство; 4 – вертикальный магистральный паропровод; 5 – горизонтальные магистральные распределительные паропроводы; 6 – вертикальные парораспределительные стояки; 7 – отопительный прибор; 8 – паровой вентиль; 9 – тройник с пробкой; 10 – вертикальные стояки для сбора конденсата; 11 – горизонтальный сборный трубопровод конденсата; 12 – трубопровод возврата конденсата в котел; 13 – выпуск воздуха из системы отопления

ром воды и выпуска излишек пара в атмосферу. При периодической остановке подачи пара в систему отопления в трубопроводах собирается воздух, который выпускается через устройство 13.

После промывки и опрессовки системы отопления очищенные магистрали заполняются водой до уровня I—I. После нагрева воды до температуры кипения в котле 1 образуется пар, собирающийся в паросборнике 2. Давление пара в котле определяет высота h , м, на которую поднимается вода:

$$h = P_{\text{изб}} / \rho_{\text{кон}} \text{ г, м,} \quad (5.3)$$

где $P_{\text{изб}}$ – избыточное давление пара в котле, Па; $\rho_{\text{кон}}$ – массовая плотность конденсата, кг/м³.

Пример 5.1. Исходные условия: В котле поддерживается избыточное давление пара $P_{\text{изб}} = 0,02$ МПа, температура конденсата в магистральном обратном трубопроводе $t_{\text{кон}} = 95$ °С и $\rho_{\text{кон}} = 962$ кг/м³.

Требуется: Определить высоту подъема воды в предохранительном устройстве h .

Решение: 1. По формуле (5.3) получим:

$$h = 0,02 \cdot 10^6 / 962 \cdot 9,8 = 2,12 \text{ м,}$$

где 10^6 — переводной коэффициент МПа в Па.

2. Полученная величина высоты водяного столба $h = 2,12$ м уравновешивает давление пара в котле.

3. По схеме на рис. 5.1 видно, что до места расположения горизонтального сборного трубопровода конденсата *II* имеется еще высота 0,25 м.

Следовательно, общая высота водяного столба $h + 0,25 = 2,12 + 0,25 = 2,35$ м будет обеспечивать гидростатическое давление для преодоления гидравлического сопротивления в трубопроводах *II* и *12* для возврата конденсата в котел *1*.

Выбор расчетного давления пара в паросборнике 2 котла *1* обуславливается возможностью создания достаточного гидростатического давления для непосредственного возврата пара в замкнутой системе циркуляции, показанной на рис. 5.1. Гидравлические потери в паропроводах системы отопления зависят от параметров движущегося по трубопроводам и отопительным приборам водяного пара и конденсата. При движении пара и попутного конденсата, образующегося на стенках труб, в одном направлении скорость пара может увеличиваться до 30 м/с.

При встречном движении пара и попутного конденсата скорость пара принимается не выше 20 м/с.

При выборе диаметров паропроводов рекомендуется вычислять возможные удельные потери на 1 м длины трубопровода $R_{\text{ср}}$ по формуле:

$$R_{\text{ср}} = \frac{0,65(P_{\text{изб}} - P_{\text{пр}})}{\Sigma l_{\text{тр}}}, \text{ Па/м,} \quad (5.4)$$

где $P_{\text{пр}}$ — необходимое давление перед регулировочным вентилем конечного отопительного прибора в удаленном кольце циркуляции отопительной системы, рекомендуется принимать 2000 Па; $\Sigma l_{\text{тр}}$ — длина труб в удаленном кольце циркуляции, м.

При избыточном давлении $P_{\text{изб}} = 10\,000$ Па массовую плотность пара можно принять $\rho_{\text{п}} = 0,634$ кг/м³. Если при увязке расчетных потерь давления в кольцах циркуляции паровых систем отопления излишнее давление в ближайших кольцах циркуляции превышает 15 %, то рекомендуется на этих участках устанавливать дроссельные шайбы. Диаметр отверстия дросселирующей шайбы $d_{\text{ш}}$, мм, вычисляют по формуле:

$$d_{\text{ш}} = 0,92(Q_{\text{т.уч}} / \Delta P_{\text{ш}})^{0,25}, \text{ мм,} \quad (5.5)$$

где $Q_{\text{т.уч}}$ — тепловая нагрузка в рассматриваемом участке системы парового отопления, Вт; $\Delta P_{\text{ш}}$ — избышек давления в рассматриваемом участке, Па.

Необходимо отметить, что при реконструкции предприятий, где ранее применялись паровые системы отопления, как правило, их заменяют на водяные.

5.2. Системы лучистого отопления

Лучистые приборы отопления обеспечивают передачу лучистой теплоты на нагрев внутренних поверхностей в отапливаемом помещении. Такими нагреваемыми внутренними поверхностями являются строительные конструкции, мебель, служебное и технологическое оборудование, спортивные и развлекательные площадки, люди.

По конструктивному исполнению лучистые системы отопления подразделяются на: панельные, по трубкам которых проходит перегретая вода; трубчатые змеевики, закладываемые при изготовлении строительных конструкций; газоздушные; радиационные подвесные или настенные.

Панельное лучистое отопление

Конструктивные особенности панелей лучистого отопления рассмотрены в главе 3 по схеме на рис. 3.9. Обычно панели лучистого отопления монтируются в подвесном положении к строительным перекрытиям помещений. На рис. 5.2 показан пример панельной лучистой системы отопления, сооруженной в цехе сборки автобусов. Сборщики автобусов располагаются на полосной площадке 1 по длине сборочного цеха. Перекрытие имеет металлические фермы 2, к которым крепятся панели лучистого отопления 3. На рисунке хорошо видны панели лучистого отопления 3. Они расположены по оси над средней частью монтажной полосной площадки. Это обеспечивает подачу лучистой теплоты для обогрева поверхности пола монтажной площадки и работающих на ней людей. Локальный обогрев рабочих мест позволяет отказаться от нагрева воздуха в объеме всего цеха, что обеспечивает экономию значительного количества теплоты и вместе с тем создает комфортные температурные условия непосредственно у мест постоянного нахождения людей.

Фирмы-производители поставляют на рынок несколько конструктивных модулей панелей. Их выбор и сборка производятся по требуемой тепловой производительности. На рис. 5.2 показана ленточная сборка панелей, что создало образование лучистого теплового потока по всей длине монтажной площадки.

Тепловая производительность панелей лучистого отопления зависит от конструктивного решения и температурного перепада между средней температурой на поверхности панели и температурой воздуха в зоне лучистого нагрева:

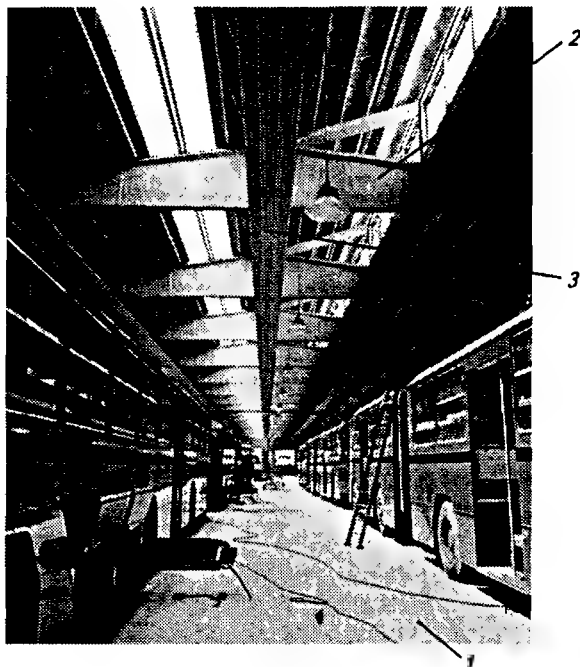


Рис. 5.2. Цех сборки автобусов, где над рабочей площадкой сборщиков к металлоконструкциям подвешены лучистые отопительные панели
1 – рабочее место сборщиков автобусов; 2 – металлические конструкции перекрытия; 3 – подвешенные к металлическим конструкциям панели лучистого отопления

$$\Delta t_{\text{л.от.пр.}} = \frac{t_{\text{вт.1вх}} + t_{\text{вт.2}}}{2} - t_{\text{в}}, ^\circ\text{C}. \quad (5.6)$$

На графике рис. 5.3 даны кривые удельной тепловой производительности $q_{\text{л.от.пр.}}$, Вт на метр длины панели определенной конструкции в зависимости от перепада температур $\Delta t_{\text{л.от.пр.}}$.

Графики на рис. 5.3 относятся к конструкции панели лучистого отопления модели DS 3 (итальянской фирмы «Sabiana»), которая состоит из трех параллельных труб: средней – диаметром 26,9 мм; двух крайних – диаметром по 21,3 мм. Все три трубы объединены в листовое оребрение длиной 2 м. В модели DS 3/30 ширина листового оребрения 300 мм. В модели DS 3/60 соединены две модели шириной по 300 мм, что образует панель шириной 600 мм. Имеется и широкая лучистая панель DS 3/90 размером по ширине 900 мм, соединенная по ширине из трех моделей по 300 мм.

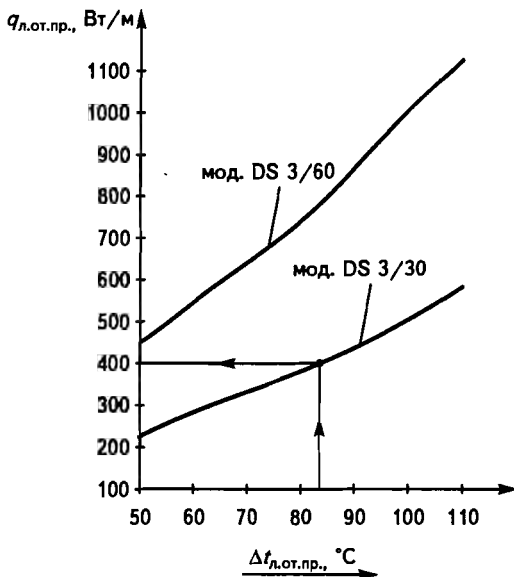


Рис. 5.3. Графики зависимости удельного теплового потока $q_{\text{л.от.пр.}}$ от перепада температур $\Delta t_{\text{л.от.пр.}}$ подвесных панелей лучистого отопления моделей DS 3/30 и DS 3/60 итальянской фирмы «Sabiana»

Автор наблюдал эффективную работу этих конструкций лучистых панелей, расположенных над рабочими участками в прокатном цехе Волжского трубного завода, построенного по итальянской технологии изготовления высокопрочных толстостенных труб (методом выдавливания) для нефтяной и газовой промышленности.

Пример 5.2. Исходные условия: Рабочий участок в сборочном цехе имеет размеры: длина 3 м, ширина — 1,5 м, высота — 14 м. Для обогрева рабочего участка решено применить лучистую систему отопления итальянской фирмы «Sabiana».

Требуется: Определить тепловую мощность и тип панели лучистого отопления по параметральному графику на рис. 5.3.

Решение: 1. Для перекрытия лучистой теплотой рабочего участка необходима подача лучистой теплоты на пол в удельном количестве $q_{\text{т.л.}} = 180 \text{ Вт/м}^2$.

2. Определим требуемое количество теплоты от панели лучистого отопления, подвешенной к конструкциям перекрытия цеха:

$$Q_{\text{т.от.л}} = q_{\text{т.л.}} \cdot 3 \cdot 1,4 = 180 \cdot 3 \cdot 1,5 = 810 \text{ Вт.}$$

3. По формуле (5.6) вычисляем средний температурный перепад:

$$\Delta t_{\text{л.от.пр.}} = \frac{130 + 70}{2} - 18 = 82 \text{ }^{\circ}\text{C.}$$

4. По графику на рис. 5.3 находим, что при $\Delta t_{\text{л.от.пр.}} = 82^\circ\text{C}$ для модели DS 3/30 удельная тепловая производительность $q_{\text{л.от.пр.}} = 400 \text{ Вт/м}$.

5. Длина панели DS 3/30 равна $l = 2 \text{ м}$. Вычислим теплоотдачу в расчетном режиме от одной панели: $Q_{\text{т.от.л}} = 400 \cdot 2 = 800 \text{ Вт}$.

6. Вычислим расчетный расход перегретой воды по трубкам панели лучистого отопления:

$$G_{\text{в.п.л}} = \frac{Q_{\text{т.от.л}} \cdot 3,6}{c_{\text{вт}}(t_{\text{вт.1}} - t_{\text{вт.2}})} = \frac{800 \cdot 3,6}{4,2 \cdot (130 - 70)} = 11,4 \text{ кг/ч}.$$

Регулирование теплоотдачи панели лучистого отопления рационально проводить методом качественного регулирования смешением начальной температуры воды $t_{\text{вт.1}}$, подаваемой в трубки панели. Из графика на рис. 5.3 хорошо видно значительное снижение удельного теплового потока от лучистой панели $q_{\text{л.от.пр.}}$, Вт/м, при снижении температурного перепада $\Delta t_{\text{л.от.пр.}}$.

Используя насосную смесительную схему теплоснабжения панелей лучистого отопления автоматического сокращения подачи в смесительный насос перегретой воды с температурой $T_{\text{вт.1}}$ и увеличения в смеси обратной воды с температурой $T_{\text{вт.2}} = t_{\text{вт.2}} = 70^\circ\text{C}$, можно понизить температуру смеси $t_{\text{вт.1}}$ и соответственно понизить поток лучистой теплоты от подвесных панелей систем лучистого отопления.

Газовоздушное лучистое отопление

На схеме (рис. 1.2) показана система лучистого отопления от нагретой поверхности двух воздухопроводов, по которым проходит газовоздушная смесь. От сжигания газа в генераторе образуется газовоздушная смесь с температурой до 280°C .

Полученная газовоздушная смесь по воздуховодам от работы вентилятора перемещается по замкнутой схеме воздухопроводов, как это показано на рис. 1.2.

Более простая система лучистого отопления с использованием в качестве источника теплоты сжигание природного газа разработана и выпускается отечественной фирмой ОАО «Промгаз».

На рис. 5.4 представлена схема нагревателя лучистого типа — НЛТ, подвешиваемого под потолком помещения высотой более 6 м. Номинальная тепловая мощность — 30–50 кВт. Соответственно расход природного газа — 3,0–5,0 м³/ч. Потребляемая электроэнергия на привод вентилятора газовой горелки 0,6 кВт. Масса агрегата — 160 кг.

На рис. 5.5 показан внешний вид агрегата НЛТ и его рабочее положение под потолком производственного помещения. Все узлы камеры сгорания, автоматики, наддувочного вентилятора закрыты кожухом 1.

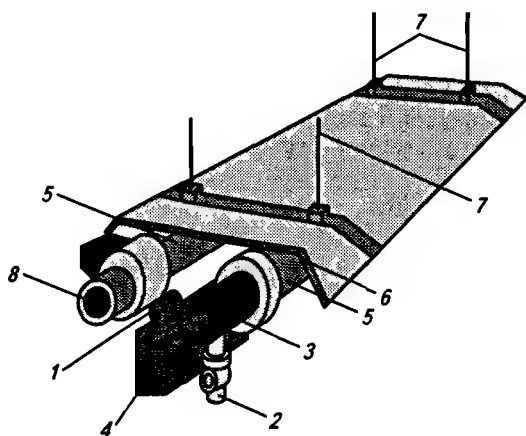


Рис. 5.4. Схема нагревателя лучистого типа НЛТ на газовом топливе
 1 – подводка природного газа; 2 – забор воздуха для сжигания газа; 3 – газовая горелка с вентилятором; 4 – автоматика горения газа; 5 – трубы лучистого нагрева от сгорания газа; 6 – отражательный щиток с теплоизоляцией с верхней стороны; 7 – подвески агрегата НЛТ к конструкциям перекрытия; 8 – выход в верхнюю зону помещения продуктов сгорания газа

Подводка природного газа 2 и выброс продуктов сгорания 3 осуществлены в верхней части цеха. В цехе имеется общеобменная вентиляция, которая обеспечивает отведение в атмосферу продуктов сгорания природного газа.

Фирма «Промгаз» провела натурные измерения величин температур воздуха в производственном цехе высотой 14 м. Первоначально цех отапливался горячим воздухом, подаваемым от приточных вентиляционных систем с высоты 4 м.

На схеме рис. 5.6, б видно, что при воздушной системе отопления комфортная температура воздуха 20°C устанавливалась на высоте выпуска подогретого воздуха в цех. Под влиянием гравитационного давления горячий воздух основной массой поднимался под перекрытие цеха, где температура воздуха составляла 40°C . Наличие столь высокой температуры воздуха под перекрытием увеличивало перепад температур ($t_{\text{в}} - t_{\text{нх}}$), что, как это следует из материалов главы 2, примерно, на 40 % увеличивало теплопотери через перекрытие цеха. Наличие повышенных теплопотерь в верхней зоне цеха приводило к тому, что в рабочей зоне нахождения людей создавались дискомфортные температуры воздуха — $t_{\text{в}} = 5^{\circ}\text{C}$.

При проведенной реконструкции системы отопления и вентиляции задача обогрева рабочей зоны цеха была решена с помощью приборов лучистого нагрева 1, смонтированных под потолком (рис. 5.6, а). Как известно, воздух прозрачен для лучистого пото-

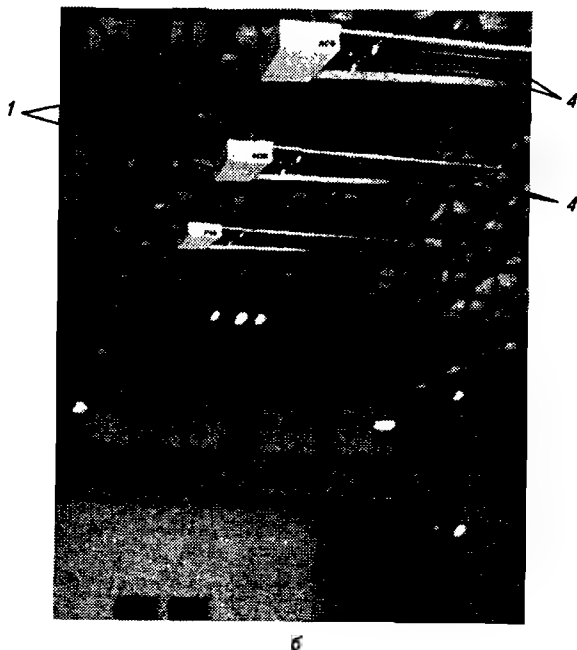
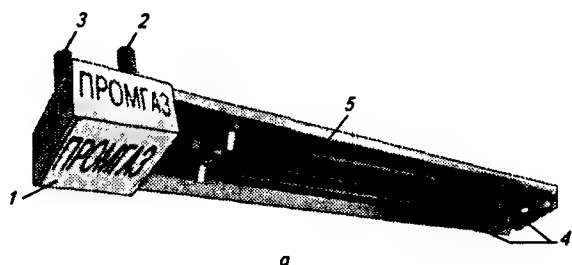


Рис. 5.5. Внешний вид нагревателя лучистого типа НЛТ фирмы «Промгаз» (а) и монтажная подвеска трех агрегатов НЛТ к металлическим конструкциям перекрытия цеха (б)

1 – кожух, закрывающий вентиляционную газовую горелку, приборы автоматики; 2 – подвод природного газа; 3 – выброс продуктов сгорания под потолок цеха, откуда производится общеобменная вытяжка; 4 – трубы лучистого нагрева от сгорания газа; 5 – отражательный щиток с изоляцией в верхней части

ка, но его энергия хорошо прогревает пол, технологическое оборудование и людей. Так замеры температур по высоте цеха показали – в рабочей зоне она достигает комфортной – $t_{\text{вн}} = +18^\circ\text{C}$, а по высоте она понижается до 10°C , и это сократило трансмиссионные теплотери, а в целом экономия теплоты превысила 40 %.

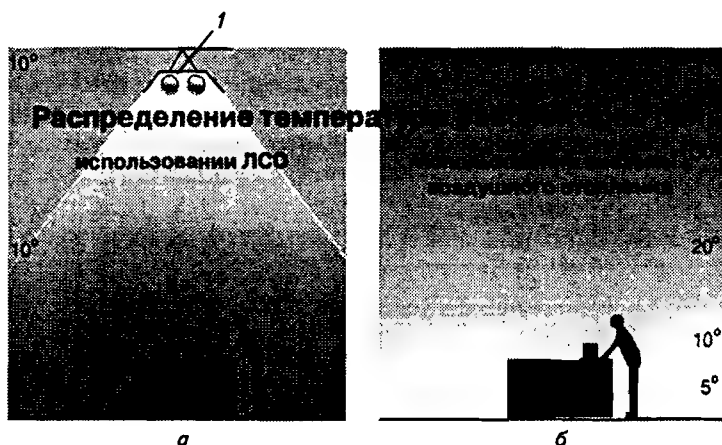


Рис. 5.6. Результаты измерений распределения температур воздуха по высоте цеха при двух различных системах отопления
 а – лучистое отопление с использованием нагревателей лучистого типа 1; б – воздушное отопление, совмещенное с вентиляцией

Лучистое отопление от инфракрасных нагревателей

Отечественное предприятие ЗАО «Сибшванк» (г. Тюмень) разработало и производит газовые инфракрасные нагреватели. На рис. 5.7 представлена принципиальная схема газового инфракрасного нагревателя.

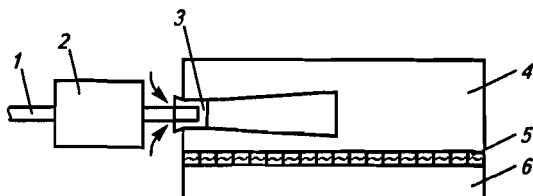


Рис. 5.7. Принципиальная схема газового инфракрасного нагревателя
 1 – подвод газа; 2 – автоматика горелочного устройства; 3 – смешивающая камера сгорания; 4 – распределительная камера продуктов сгорания газа; 5 – нагреваемые керамические перфорированные плитки; 6 – направляющий диффузор потока излучения

По трубопроводу 1 к блоку автоматики 2 подводится природный газ. Сгорание газа в камере 3 обеспечивается эжекцией воздуха (показано стрелками), в количестве, обеспечивающем высокую полноту сгорания газа, что контролируется автоматикой блока 2. Теплота сгорания газа распределяется в камере 4 и затрачивается на нагрев пористой керамической плитки 5. Через 40–50 с после зажигания газа керамическая плитка 5 нагревается до рабочей температуры 800–1000 °С. Нагретая до такой высокой темпе-

ратуры раскаленная керамическая плитка становится источником теплового инфракрасного излучения.

На рис. 5.8 показан газовый излучатель инфракрасного типа ГИИ, производимый фирмой «Сибшванк» в пяти типоразмерах, технические характеристики которых представлены в табл. 5.1.

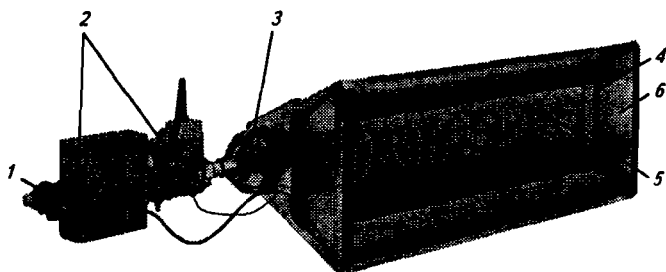


Рис. 5.8. Газовый излучатель инфракрасного типа ГИИ
Обозначения те же, что и на рис. 5.7

Таблица 5.1

**Технические характеристики газовых инфракрасных излучателей
фирмы «Сибшванк» (г. Тюмень, Велижанский тракт, 6 км)**

№ п/п	Наименование показателя	ГИИ-5	ГИИ-10	ГИИ-15	ГИИ-20	ГИИ-31
1	Номинальная тепловая мощность, кВт	5	10	15	20	31
2	Максимальное давление газа перед регулятором давления излучателя, Па	10 000	10 000	10 000	10 000	10 000
3	Расход газа при номинальной мощности: м³/ч для природного газа кг для сжиженного газа	0,5 0,39	1,0 0,78	1,5 1,17	2,0 1,56	3,11 2,4
4	Температура излучающей поверхности, °С	800 – 1000	800 – 1000	800 – 1000	800 – 1000	800 – 1000
5	Содержание окислов азота в сухих неразбавленных продуктах сгорания при коэффициенте избытка воздуха 1 мг/м³, не более	40	40	40	40	40
6	Содержание окиси углерода в сухих неразбавленных продуктах сгорания при коэффициенте избытка воздуха 1 мг/м³, не более	220	220	220	220	220
7	Масса, кг	8	12	16	21	36
8	Габаритны, мм: длина ширина высота	506 316 285	874 316 285	1242 316 285	1610 316 285	1386 538 550

В табл. 5.1, помимо технических характеристик аппаратов ГИИ, приведены данные о содержании вредных выбросов при коэффициенте избытка воздуха при сжигании газа, равном 1. Выбрасываемые в верхнюю зону вредности подлежат удалению от работы общеобменной вентиляции. При этом концентрация вредных в выбросном вытяжном воздухе должна быть не выше предельно допустимой в выбросном воздухе (ПДВ).

Расчет и проектирование систем лучистого отопления с использованием газовых инфракрасных излучателей имеет ряд отличий от расчетов и проектирования водяных и паровых систем отопления. Первое отличие заключается в том, что расчет теплопотерь через наружные стены, окна, фонари и перекрытия при применении потолочных лучистых нагревателей должен проводиться с учетом значительного изменения температуры воздуха по высоте цеха (см. рис. 5.6).

Второе отличие — размеры по площади потока лучистой теплоты на поверхность пола зависят от размеров лучистого нагревателя и его конструкций. Поэтому фирмы-изготовители предлагают обращаться к ним для выполнения расчета системы отопления с газовыми инфракрасными излучателями. В опросном листе ЗАО «Сибшванк» заказчику предлагается сообщить все исходные данные для теплотехнических расчетов по проектируемому объекту (тип и производительность систем вентиляции, кратности воздухообменов, технологические регламенты и др.).

Контрольные вопросы

1. Какой физический процесс определяет отдачу теплоты в отопительных приборах систем парового отопления?
2. Какими типами зданий ограничивается применение паровых систем отопления?
3. Почему нельзя применять системы парового отопления в административно-общественных зданиях?
4. Какие недостатки свойственны паровым системам отопления?
5. В чем принципиальные особенности отопительных приборов лучистого отопления с использованием газовых горелок?
6. Какие температуры нагревательной поверхности характерны для газовых инфракрасных излучателей?
7. Какое различие в распределении температур по высоте производственного цеха при применении воздушных и лучистых систем отопления?

ЧАСТЬ II

ТЕПЛОВЫЕ СЕТИ

Глава 6. ПРОИЗВОДСТВО И ПОТРЕБЛЕНИЕ ТЕПЛОВОЙ ЭНЕРГИИ. ТЕПЛОВЫЕ СЕТИ. КЛАССИФИКАЦИЯ ТЕПЛОВЫХ НАГРУЗОК

6.1. Энергофикация страны и централизованное теплоснабжение

Процесс создания комфортных условий для человека достигается устройством и эксплуатацией отопительной и вентиляционной техники и приборов, приготовлением холодной и горячей воды и подачей их в жилые помещения, водоотведением стоков в канализацию. Для целей приготовления пищи и обогрева людей в дома вводятся доступные населению энергоносители — электрическая и тепловая энергия, природный газ, дрова и др. В общем виде этот процесс энергофикации решает важнейшие социальные задачи общества — обеспечение и непрерывное поддержание жизненных условий для населения и домашних животных. Любое нарушение в нем приводит к ухудшению качества жизни, а подчас и к гибели людей. Поэтому Правительство РФ и МЧС России вполне справедливо эти сложные инженерные системы квалифицировали как объекты, потенциально опасные при авариях и повреждениях, и выработали классификацию их по категориям возможного риска.

Энергоснабжающая (теплоснабжающая) организация — коммерческая организация независимо от организационно-правовой формы, осуществляющая продажу абонентам (потребителям) по присоединенной тепловой сети произведенной или (и) купленной тепловой энергии и теплоносителей.

Система теплоснабжения — совокупность взаимосвязанных источника тепловых сетей и систем теплопотребления.

В советское время в стране были реализованы программы централизации энергоснабжения — строительство мощных тепловых,

гидравлических и атомных электростанций, электрических и тепловых сетей от них, (в том числе программа развития техники и технологии централизованного теплоснабжения), развития топливной промышленности. Особенно бурно эта работа началась с начала 60-х годов, когда были построены первые в России крупные промышленные системы газоснабжения, нефтедобычи и нефтепроводов, обеспечившие энергисточники дешевым и экологичным газовым топливом и нефтепродуктами.

Централизованное теплоснабжение (ЦТ) представляет собой процесс обеспечения низкопотенциальной теплотой (пар, горячая вода, горячий воздух с температурой до 300 °С) нескольких отдельно стоящих потребителей от одного источника.

В историческом плане СЦТ имеет примерно 230-летний период развития и шло в направлении постепенной централизации, укрупнения и укрупнения мощностей источников и потребителей, повышения экономической эффективности.

В технологическом плане СЦТ представляет собой единовременный, триединый, трехзвенный процесс, состоящий из: производства тепловой энергии, транспортирования ее и потребления.

Такой сложный процесс имеет еще две характерные особенности, которые не всегда правильно или вовсе не учитываются в процессе строительства и в дальнейшей эксплуатации объектов централизованного энергообеспечения.

С одной стороны, СЦТ — целенаправленный и непрерывный процесс воздействия на человека, который имеет форму услуги, с другой стороны, этот процесс имеет характер промышленного производства, товарным продуктом которого являются электрическая и тепловая энергия. В себестоимость этих продуктов в размере от 70 до 90 % входят энергетические ресурсы — топливо, электроэнергия, вода, технологические материалы и др.

Человечество не научилось пока аккумулировать в промышленных (больших) масштабах электро- и теплоэнергию, т.е. «работать на склад», так же как и накапливать услугу. Все это производится и потребляется только в единовременном процессе и на ограниченном пространстве (группа зданий, район, город), поэтому эти товарные продукты не могут быть складированы, (произведены «про запас») и имеют ограниченные экспортные возможности — производятся и потребляются только на конкретной территории*.

«Аккумулятор теплоты» — устройство для накопления теплоты с целью его дальнейшего использования.

* В связи со строительством в стране Единой Электроэнергетической Системы (ЕЭС) возможности передачи электроэнергии на дальние расстояния и экспорта ее существенно возрастают.

В связи с большой неравномерностью энергопотребления энергоисточники и сетевые устройства строятся со значительными запасами мощности, в 2–3 раза превышающими среднечасовые потребности в энергии.

Главным потребителем и организатором (исполнителем) оказания услуг жизнеобеспечения изначально и по настоящее время выступало жилищное и коммунальное хозяйство городов и поселков, что и сформировало направление их деятельности в виде отрасли народного хозяйства страны, в последние годы получившее название комплекса ЖКХ. Краткий перечень основных коммунальных услуг, оказываемых ЖКХ населению, приведен в табл. 6.1.

Наиболее сложной, дорогой и ресурсоемкой отраслью в комплексе ЖКХ является коммунальная энергетика, обеспечивающая коммунальное электро- и теплоснабжение населения.

Система коммунального теплоснабжения – это совокупность объединенных общим производственным процессом источников теплоты и (или) тепловых сетей города (района, квартала), другого населенного пункта, эксплуатируемых теплоснабжающей организацией системы жилищно-коммунального хозяйства, получившей соответствующие специальные разрешения (лицензии) в установленном порядке.

Процесс коммунального энергоснабжения изменил важную социальную функцию населения и общества – вместо многовекового самообслуживания пришло общинное коммунальное обслуживание, выполняемое специалистами-профессионалами в составе специализированных организаций.

Таблица 6.1

Основные виды коммунально-бытовых услуг населению, оказываемых организациями ЖКХ

Виды услуг	Выполняемые работы	Условия и периодичность оказания услуг
1. Жилищные услуги	1.1. Лифт	Ежедневно
	1.2. Мусоропровод	Круглосуточно
	1.3. Уборка лестничных клеток и других помещений	5 раз в неделю
	1.4. Влажная уборка лестничных клеток и других помещений общего назначения	1 раз в месяц
	1.5. Техническое обслуживание электрооборудования	1 раз в месяц
2. Санитарные услуги	2.1. Уборка дворовой территории	Ежедневно

Виды услуг	Выполняемые работы	Условия и периодичность оказания услуг
2. Санитарные услуги	2.2. Сбор и вывоз бытовых отходов	По графику, но не реже 1 раза в день
	2.3. Уборка объектов санитарно-гигиенического назначения (туалетов)	Ежедневно
3. Коммунальные услуги	3.1. Централизованное отопление	Согласно утвержденному графику
	3.2. Подача горячей воды	Круглосуточно
	3.3. Подача холодной воды	-»-
	3.4. Водоотведение (канализация)	-»-
	3.5. Электроэнергия	Постоянно
	3.6. Газ (топливо)	-»-
4. Устранение аварий и неисправностей систем тепло-, водо-, электроснабжения внутри дома и на придомовой территории	4.1. Устранение неисправностей	От 2-х часов до 3-х суток в зависимости от характера аварий в нормативном положении об оплате ЖКУ
	4.2. Локализация аварийных ситуаций, восстановление работоспособности систем	Немедленно
5. Документальное и расчетно-кассовое обслуживание в ЕРКЦ (Единый расчетно-кассовый центр)	5.1. Оформление и заверение документов	5 раз в неделю по графику
	5.2. Производство расчетов жилищно-коммунальных платежей и кассовое обслуживание	То же

6.2. Краткая характеристика коммунальной энергетики

Важное, хотя и не главное, место в топливно-энергетическом комплексе страны занимает коммунальная энергетика. На ее долю приходится услуги по потреблению около 30 % всей тепловой энергии (рис. 6.1) и около 13 % электрической энергии (рис. 6.2), вырабатываемых в стране, содержание и эксплуатация систем электро- и теплоснабжения, наружного освещения городов и поселков.

Косвенно, по признаку крупного потребления электрической энергии, сюда же следует отнести и системы водоснабжения и канализации городов и поселков, городской общественный транспорт.

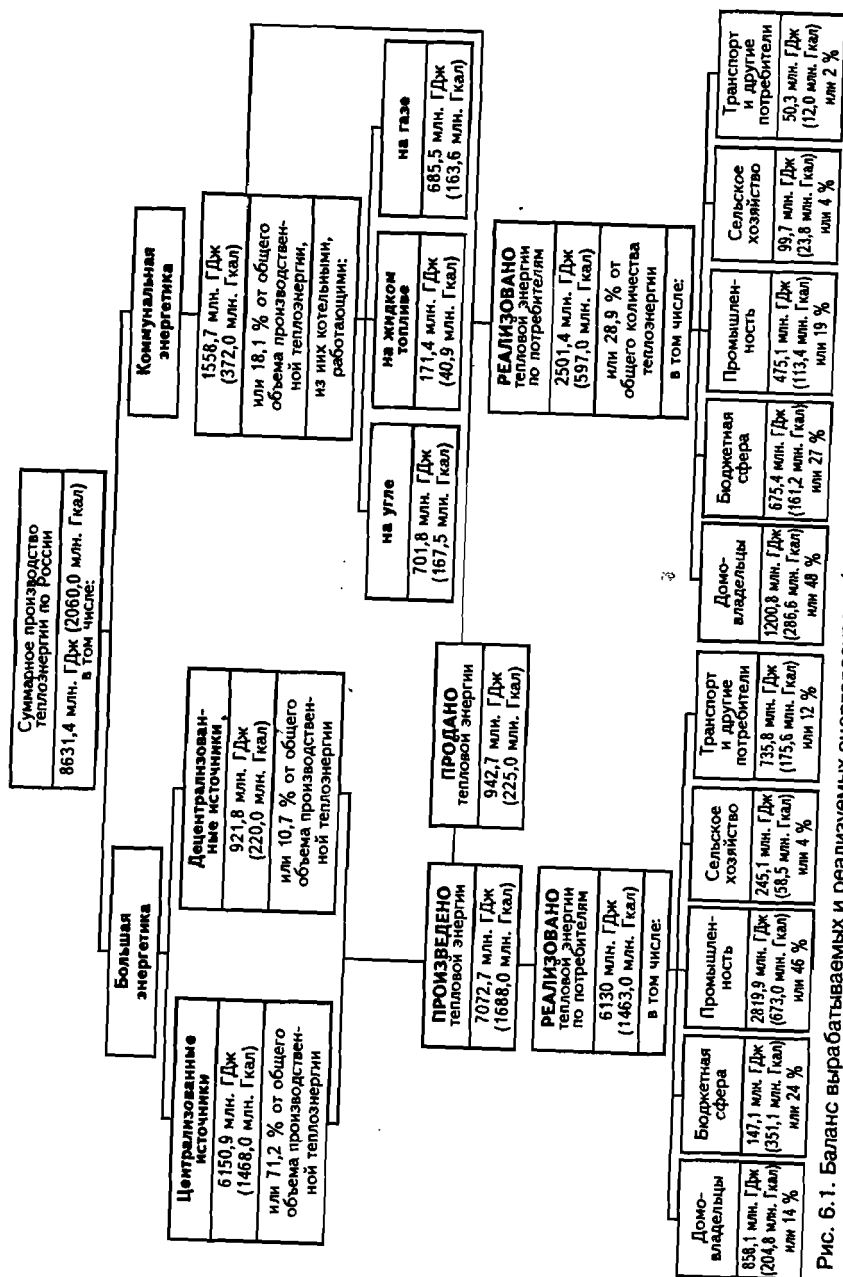


Рис. 6.1. Баланс вырабатываемых и реализуемых энергоресурсов (теплоты) в Российской Федерации (на 01.01.2000 г.)

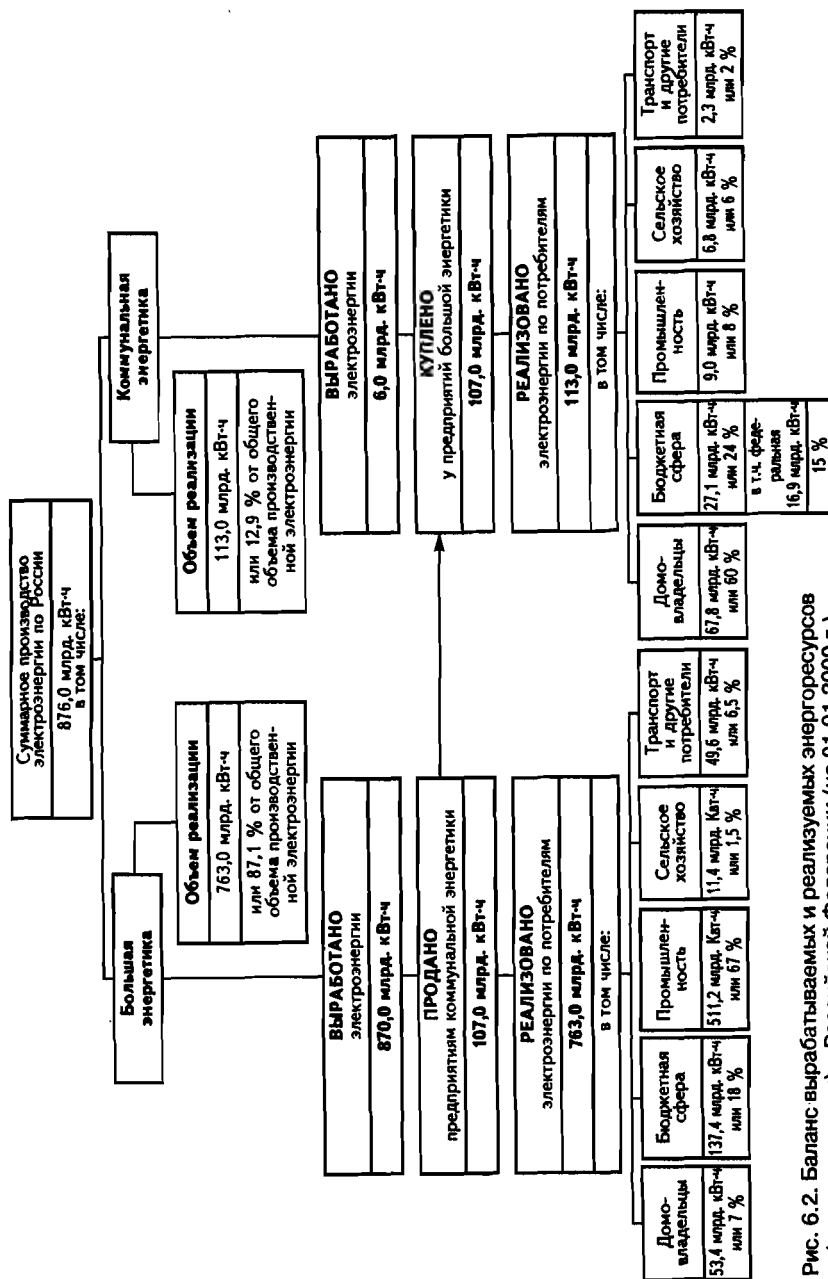


Рис. 6.2. Баланс вырабатываемых и реализуемых энергоресурсов (электроэнергии) в Российской Федерации (на 01.01.2000 г.)

Конечной целью процесса энергоснабжения потребителей является постоянное воссоздание среды обитания человека (освещение, отопление, горячее водоснабжение жилища) и поддержание его биоэнергетического потенциала (производство предметов потребления, продуктов питания, условий труда, транспортное обеспечение и т.д.).

Деление энергетики на «большую» и «малую отраслевую», в том числе и «коммунальную», весьма условно. Разница состоит только в масштабах и параметрах воспроизводства энергии, а также в отраслевой принадлежности и статусах государственной иерархии.

«Большая» энергетика, обеспечивает промышленное производство электроэнергии ($\approx 99,3\%$) и теплоты ($\approx 82\%$) и их транспортировку, и оперирует высокими параметрами процессов: температурами до $1500\text{ }^{\circ}\text{C}$, давлениями до 30 МПа, напряжениями до 1500 кВ.

Коммунальная энергетика преимущественно воспроизводит большую часть тепловой энергии на собственных источниках, транспортирует ее и получаемую от ТЭС электрическую и тепловую энергию и «потребляет» их в жилищно-коммунальном хозяйстве городов и поселков городского и сельского типа, оперируя при этом более низкими потенциалами энергоносителей: температурами до $350\text{ }^{\circ}\text{C}$, давлениями до 3,0 МПа, напряжениями до 35 кВ.

В отличие от «большой» энергетики «коммунальная» выполняет еще одну чрезвычайно важную специфическую социальную функцию — непосредственное обслуживание населения в пределах жилых микрорайонов, жилых домов и общественных зданий, сельских населенных мест, доходя непосредственно до центральных и индивидуальных тепловых пунктов, отопительных систем, нагревательных и водоразборных приборов, линий горячего водоснабжения и вентиляции зданий.

Поэтому процесс энергоснабжения в коммунальной энергетике имеет дуалистический — двойственный характер. С одной стороны, — это промышленный процесс воспроизводства и транспортирования энергии с высокими долями (до 80 %) в себестоимости ресурсов (топлива, воды, материалов, энергии), с другой, — своеобразная форма исполнения (оказания) услуги населению в организации процесса потребления ее, которую практически кроме структур ЖКХ никто не оказывает.

Исходя из этого объекты коммунальной энергетики организационно входят в состав жилищно-коммунального комплекса страны и непосредственно обслуживают его структуры. Их отнесли к группе объектов локальной монополии, в то время как объекты

большой энергетики, а также объекты РАО «Газпром», железнодорожный транспорт — к группе естественных монополий.

Находясь в подчинении и управлении местных администраций, коммунальные энергетические структуры непосредственно контролируются и управляются ими и несут полную ответственность за оказываемые услуги населению (финансирование, техническую эксплуатацию и содержание объектов, объемы и качество обслуживания, экономические показатели и др.).

В условиях рыночной экономики, снижения жизненного уровня и платежеспособности населения как в большой, так и в коммунальной энергетике проявилась негативная тенденция к волевому разделению единого трехзвенного технологического процесса теплоснабжения на составляющие его части, созданию «дочерних», ни за что не отвечающих коммерческих структур, что неизбежно вызвало безответственность и неразбериху в качестве и полноте обслуживания городов и поселков, введение «веерных» и температурных ограничений в энергоснабжении населения и промышленности.

В жилищно-коммунальном комплексе сегодня занято около 5 млн. чел., в том числе, примерно, 700 тыс. чел. — в коммунальной энергетике. В стране действует более 52 000 энергетических коммунальных предприятий разных форм собственности, из них более 12 000 входят в систему коммунальных и муниципальных органов с числом работников более 200 тыс. чел.

Материально-производственная база коммунальной энергетики представлена в виде объектов централизованного теплоснабжения городов и поселков: котельных, тепловых сетей и тепловых пунктов, систем центрального отопления и горячего водоснабжения, а также устройствами коммунального электроснабжения — трансформаторными пунктами, электрическими сетями, установками наружного освещения, небольшим количеством маломощных электростанций в Северо-Восточных регионах страны и др.

Все они, располагаясь в центре энергетических нагрузок жилых микрорайонов, обслуживая непосредственно население, оказывают прямое влияние на состояние и качество природной среды и здоровье людей. Поэтому вопросы экологической безопасности и защиты населения, наряду с надежным и качественным энергоснабжением, также приобретают первостепенное значение в социальной политике государства.

6.3. Производство и потребление тепловой энергии в ЖКХ

Баланс производства тепловой энергии в 2002 г. в Российской Федерации показан на диаграмме рис. 6.3.

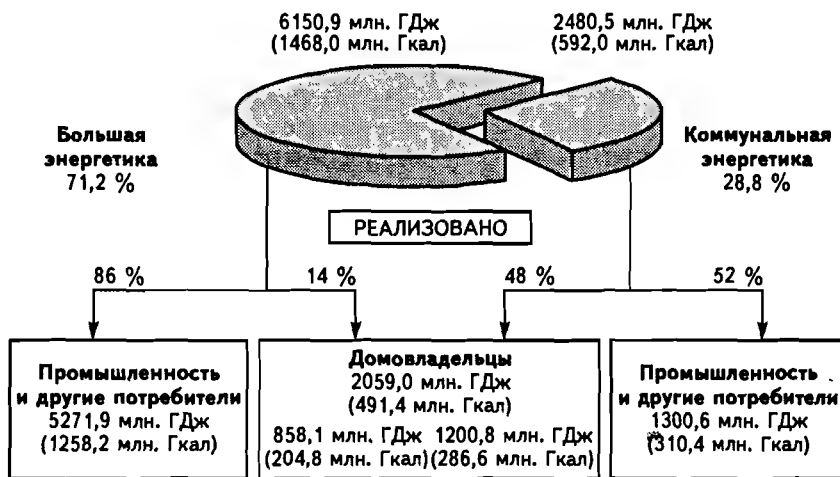


Рис. 6.3. Структура фактических услуг теплоснабжения (включая ГВС) коммунальных предприятий

Годовое теплоснабжение жилищного фонда, объектов социального и коммунального назначения в 2003 г. составило порядка 2933 млн. ГДж (700 млн. Гкал).

Главным потребителем тепловой энергии в этом секторе ЖКХ является жилищный фонд — порядка 2095 млн. ГДж (500 млн. Гкал) в год или 71 % общего потребления.

Тепловая нагрузка системы теплоснабжения (тепловая нагрузка) — это суммарное количество теплоты, получаемой от источников теплоты, равное сумме теплоснабжений приемников теплоты и потерь в тепловых сетях в единицу времени.

Основными производителями и поставщиками тепловой энергии в ЖКХ являются специализированные предприятия коммунальной энергетики, находящиеся в ведении муниципалитетов и исполнительных органов власти субъектов регионов Российской Федерации. Предприятия коммунальной энергетики в 2003 г. обеспечивали отпуск порядка 2220 млн. ГДж (530 млн. Гкал) в год, что составило 64 % общей потребности жилищно-коммунальной и социальной сфер. Остальная часть тепловой энергии поставляется региональными акционерными обществами энергетики и

электрификации, а также другими предприятиями и организациями министерств, ведомств, концернов, объединений.

Порядка 1477 млн. ГДж (352,4 млн. Гкал) в год предприятия коммунальной энергетики вырабатывают на собственных теплоисточниках (котельных) и около 964 млн. ГДж (230 млн. Гкал) покупают у других производителей с последующей передачей ее абонентам — потребителям по коммунальным распределительным тепловым сетям.

Абонент (потребитель) — юридическое лицо, а также предприятие без образования юридического лица, имеющие в собственности или на ином законном основании объекты и системы теплоснабжения, которые непосредственно присоединены к системам коммунального теплоснабжения, заключившие с теплоснабжающей организацией в установленном порядке договор на отпуск (получение) тепловой энергии и (или) теплоносителей.

Объемы и структура производства тепловой энергии на источниках теплоты для теплоснабжения ЖКХ и объектов социальной сферы представлены в табл. 6.2. Основную технологическую структуру коммунального теплоснабжения формируют собственные домовые и групповые котельные (ГрКУ), квартальные (КТС) и районные (городские) тепловые станции (РТС) с тепловыми сетями от них, распределительные сети, а также многочисленные теплоснабжающие (абонентские) установки.

Таблица 6.2

Структура производства тепловой энергии

Источник теплоснабжения мощностью, МВт (Гкал/ч)	Производство тепловой энергии	
	Количество произведенной тепловой энергии, млн. ГДж (млн. Гкал)	Доля в общем объеме производства, %
Домовые котельные — до 3,5 (3)	302 (72)	9
Групповые котельные (ГрКУ) — от 3,5 до 23,3 (3–20)	557 (133)	17
Квартальные котельные (КТС) — от 23,3 до 116 (20–100)	754 (180)	23
Районные котельные (РТС) — более 116 (более 100)	587 (140)	18
ТЭЦ	1027 (245)	33

Общий годовой расход топлива на производство тепловой энергии для ЖКК и объектов социальной сферы составляет порядка 150 млн. т условного топлива, в том числе в коммунальных котельных — 66 млн. т условного топлива. Структура производства

тепловой энергии в коммунальных котельных по видам используемого топлива представлена в таблице 6.3.

Таблица 6.3

Структура производства тепловой энергии в коммунальных котельных по видам используемого топлива

Вид топлива	Число котельных, тыс. ед.	Произведено тепла, млн. ГДж, (млн.Гкал)	Доля в общем производстве, %
Твердое	22,4	709 (169,2)	48
Жидкое	4,4	147,5 (35,2)	10
Газообразное	19,8	620 (148)	42
Всего	46,6	1477 (352,4)	100

Как следует из таблиц 6.2, 6.3, половина от общего числа котельных ЖКХ – 22,4 тыс. единиц, работают на твердом топливе и вырабатывают почти 35 % всей тепловой энергии, потребляемой жилищным фондом, оказывая значительную нагрузку (давление) на природную среду обитания людей. Здесь кроется существенный резерв для экологического оздоровления жилых микрорайонов путем замены многих мелких котельных централизованными источниками теплоснабжения или перевода их на экологически более «чистые» виды топлива – газовое, жидкое котельно-печное, а также нетрадиционные возобновляемые энергоресурсы (например, энергия солнца, волны, ветра, геотермальных источников и т.д.).

Решением Правительства РФ сельские системы теплоснабжения должны быть переданы на баланс и в эксплуатацию муниципальным образованиям местных администраций. Эта работа продолжается и количество установок ЖКХ возрастает.

6.4. Структура и основные элементы систем централизованного теплоснабжения (СЦТ)

Системы ЦТ можно классифицировать по следующим основным показателям: источникам теплоты; виду и температуре теплоносителей и их назначению; конструкциям тепловых сетей; устройствам абонентских установок теплового потребления; ведомственной принадлежности и другим признакам.

Система централизованного теплоснабжения (СЦТ) – система, состоящая из одного или нескольких источников теплоты, тепловых сетей (независимо от диаметра, числа и протяженности наружных теплопроводов) и потребителей (абонентов).

6.4.1. Теплофикация от тепловых электростанций – ТЭЦ

Для большинства крупных городов, промышленных центров и площадок основным источником СЦТ являются теплоэлектроцентрали – ТЭЦ. В комбинированном технологическом процессе ТЭЦ, называемом теплофикацией, производят два вида энергии: электрическую и тепловую, в отличие от конденсационных электростанций (КЭС), производящих только один вид энергии – электрическую.

Теплоэлектроцентральный (ТЭЦ) – паротурбинная электростанция, предназначенная для производства электрической энергии и теплоты.

При теплофикации теплота топлива, сожженного в паровых котлах электростанций ТЭЦ (уголь или мазут), используется сперва в виде пара (давлением до 300 атм и температурой до 600 °С) для преобразования с помощью теплофикационных турбин и электрических генераторов в электроэнергию, а затем отработавший пар с помощью пароводяных подогревателей и насосов, тепловых сетей используется для централизованного снабжения теплотой жилищно-коммунальных потребителей и промышленных предприятий.

На рис. 6.4 показана упрощенная схема ТЭЦ с двумя регулируемыми отборами пара от теплофикационной турбины Т100-130 (позиции 2, 3, 4). Сетевая вода, возвращаясь (18) от потребителя на ТЭЦ, проходит предварительный нагрев во встроенных в конденсатор пучках (7), где использует низкопотенциальную теплоту конденсирующегося пара, поступает затем в основные подогреватели сетевой воды (8 и 9). Здесь она ступенчато подогревается до температуры 110–120 °С и направляется сетевыми насосами первого и второго подъема (11 и 12) снова к потребителю, в тепловую сеть (17). В сильные морозы сетевая вода может догреваться до 150 °С в пиковом водогрейном котле (10). Восполнение утечек сетевой воды производится умягченной и деаэрированной подпиточной водой подпиточным насосом (16).

Следует подчеркнуть, что в этом комбинированном процессе полезно используется теплота уже отработавшего пара для нагрева сетевой воды, циркулирующей в тепловых сетях и системах потребителей, которая была бы выброшена в окружающую среду через «холодный источник» – градирни или водоемы-охладители. Эти тепловые отходы процесса, полезно используемые для обогрева городов и поселков, составляют от 20 до 40 % теплоты всего сжигаемого на ТЭЦ топлива, по существу это – отходы, даровая энергия. Заменить ее другими источниками (например, котельными) возможно, но где взять эти дополнительные количества топлива для них? В настоящее время теплофикация дает стране эко-

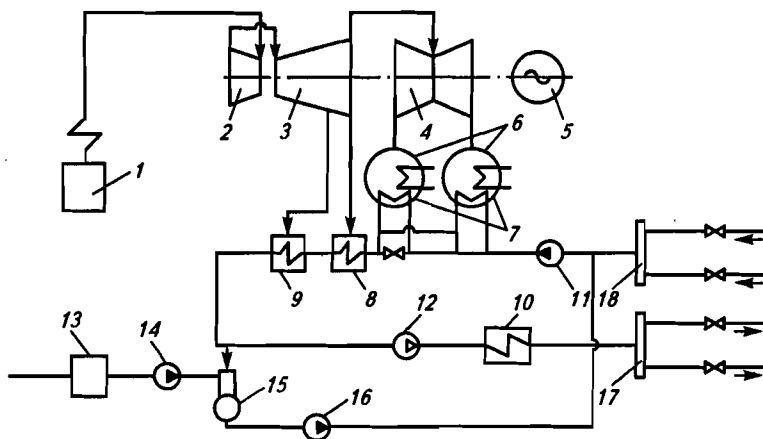


Рис. 6.4. Тепловая схема ТЭС с теплофикационной турбиной Т100-130
 1 – паровой котел; 2, 3 и 4 – соответственно части высокого, среднего и низкого давления турбины; 5 – электрический генератор; 6 – конденсаторы; 7 – встроенные в конденсатор пучки для подогрева сетевой воды; 8 и 9 – подогреватели сетевой воды; 10 – водогрейный (пиковый) котел; 11 и 12 – сетевые насосы первого и второго подъема; 13 – химическая водоподготовка; 14 – насос; 15 – деаэрактор; 16 – подпиточный насос; 17 и 18 – коллекторы подаваемой и возвращаемой воды

номиию около 40 млн. тонн условного топлива. В этом состоит основное и главное преимущество теплофикации – русского изобретения конца XIX в.

На крупных ТЭС электрическая мощность может достигать 1500 МВт, а тепловая – до 6000 МВт (5000 Гкал/ч), для выпуска такого количества теплоты требуются мощные трубопроводные системы с диаметром труб 1400–2000 мм, длина магистральных тепловых сетей по радиусу может достигать десятки километров, а общая их протяженность – сотни километров. При этом стоимость сетевого хозяйства с распределительными устройствами на них становится сопоставимой со стоимостью собственно теплоисточника (несколько десятков миллиардов рублей).

Конденсационная электростанция (КЭС) – паротурбинная электростанция, предназначена для производства электрической энергии.

На рис. 6.5 представлена упрощенная тепловая схема конденсационной электрической станции (КЭС).

На конденсационных электростанциях (КЭС) устанавливаются **конденсационные турбины** (без отборов пара для теплоснабжения), соединенные с электрическими генераторами, и конденсаторы для фазового превращения отработавшего в турбинах пара в конденсат. Для удаления выделяющейся при этом теплоты кон-

Котельная — комплекс технологически связанных тепловых энергоустановок, расположенных в обособленных производственных зданиях, встроенных, пристроенных или надстроенных помещениях с котлами, водонагревателями (в том числе с установками нетрадиционного способа получения тепловой энергии) и котельно-вспомогательным оборудованием, предназначенным для выработки теплоты.

Городские и районные котельные используются для теплоснабжения всех потребителей города-района жилой застройки и промышленной зоны, их часто называют тепловыми станциями (РТС), тепловая мощность которых составляет от 116 (100) до 580—700 (500—600) МВт (Гкал/ч).

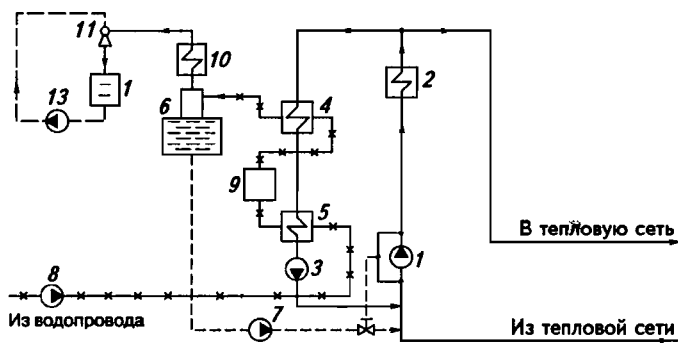


Рис. 6.6. Принципиальная тепловая схема районной-квартирной тепловой станции (РТС или КТС) с водогрейными котлами

1 — сетевой насос; 2 — водогрейный котел; 3 — рециркуляционный насос; 4 — подогреватель подпиточной воды; 5 — подогреватель водопроводной воды; 6 — вакуумный деаэрактор; 7 — подпиточный насос и регулятор подпитки; 8 — насос водопроводной воды; 9 — оборудование химводоподготовки; 10 — охладитель пара; 11 — вакуумный водоструйный эжектор; 12 — бак-газоотделитель эжектора; 13 — эжекторный насос

Квартирные и групповые теплогенерирующие установки обслуживают отопительные нагрузки одного или нескольких кварталов или групп жилых домов, общественных зданий. Их тепловая мощность может составлять от 23 (20) до 116 (100) МВт (Гкал/ч).

Теплоисточники промышленных предприятий служат для теплоснабжения этих предприятий или группы предприятий в промышленной зоне (рис. 6.7), а также примыкающих к ней кварталов жилых и общественных зданий. Тепловая мощность их может быть от десятка до нескольких сотен МВт. Котлы, используемые в теплогенерирующих установках, могут быть разных типов, например:

паровой стационарный котел — стационарный котел для получения пара;

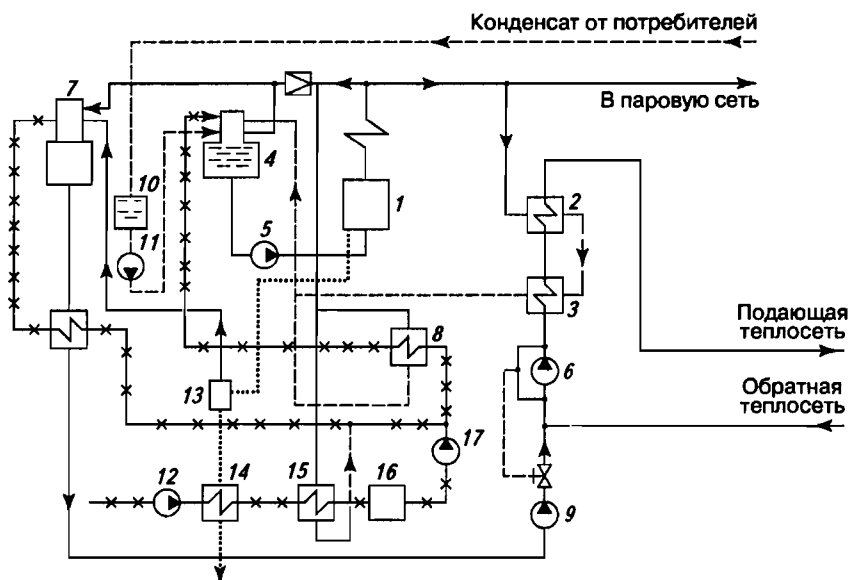


Рис. 6.7. Принципиальная тепловая схема паровой промышленной котельной
 1 – паровой котел низкого давления; 2 – пароводяной подогреватель сетевой воды второй ступени; 3 – пароводяной подогреватель сетевой воды первой ступени (охладитель конденсата); 4 – термический деаэратор питательной воды котла; 5 – питательный насос котла; 6 – сетевой насос; 7 – вакуумный деаэратор подпиточной сетевой воды; 8 – подогреватели химически очищенной воды; 9 – подпиточный насос теплосети с регулятором подпитки; 10 – бак для сбора конденсата; 11 – конденсатный насос; 12 – повысительный насос водопроводной воды; 13 – сепаратор продувочной воды котлов; 14 – охладитель продувочной воды котлов; 15 – пароводяной подогреватель водопроводной воды; 16 – оборудование химводоподготовки; 17 – насос умягченной химически очищенной воды

водогрейный стационарный котел — стационарный котел для нагрева воды под давлением;

пароводогрейный стационарный котел — стационарный котел для одновременного получения пара и нагрева воды под давлением;

стационарный котел-утилизатор — стационарный котел, в котором используется теплота отходящих горячих газов технологического процесса или двигателей;

энерготехнологический котел — стационарный котел, в топке которого осуществляется переработка технологических материалов;

электрический стационарный котел (электрокотел) — стационарный котел, в котором для получения пара или нагрева воды используется электрическая энергия;

электродный стационарный котел — электрический стационарный котел, в котором используется теплота, выделяемая при протекании электрического тока через воду.

Примечание. К технологическим материалам относятся, например: жидкие промышленные стоки, содержащие токсичные вещества, газовые токсичные выбросы, мелкозернистые материалы, подвергающиеся огневой обработке (природные фосфаты, керамзит и другие), шелока целлюлозно-бумажной промышленности.

Домовые и коттеджные (квартирные) котельные мощностью до 3 МВт проектируются и строятся, как правило, на газообразном или жидком котельном топливе, в ряде случаев на электрообогреве, размещаются непосредственно в жилом доме (квартире) или пристройках к нему. Рынок котельной техники широко представлен многочисленными конструкциями стальных и чугунных котлов и оборудования отечественных и зарубежных производителей.

Группу домовых котельных в последние годы дополнили так называемые **транспортабельные блочно-модульные и крышные котельные**, работающие на газообразном или жидком котельно-печном топливе. При сравнительно небольшой мощности котлоагрегатов (до 1–1,5 МВт) они обладают рядом важных преимуществ по сравнению со стационарными централизованными установками теплоснабжения.

К ним следует отнести возможность установки малогабаритных автоматизированных модульных котлов на крыше или в пристройке зданий, отсутствие тепловых распределительных сетей и теплотерьер при транспортировке. В отдельных случаях крышные котельные конкурируют со стационарными по ряду технико-экономических показателей. Это обстоятельство породило в последние годы огульную критику систем и структур СЦТ, без детального анализа и учета всех определяющих параметров состояния, оценки технологических, экономических, социальных и других факторов развития систем и общества.

Сложившаяся структура и практика теплоснабжения городов не исключает применения мобильных теплоисточников, однако область их использования ограничена отдельными локальными объектами при отсутствии других, стационарных источников, при дефиците тепловой мощности имеющихся в поселении теплогенераторов. К тому же, в условиях растущего дефицита-подорожания и скорого исчерпания запасов высококачественных видов топлива (примеры исчерпанных газовых месторождений: саратовское, дашавское, ставропольское, упомянутые во Введении), замена и перевод их на местные виды топлива практически невозможны.

Тепловая схема газифицированной крышной котельной (один из возможных вариантов) представлена на рис. 6.8.

Выше были рассмотрены принципиальные схемы **закрытых** систем ЦТ. На рис. 6.9 представлена принципиальная схема ТЭЦ с непосредственным водоразбором из тепловых сетей.

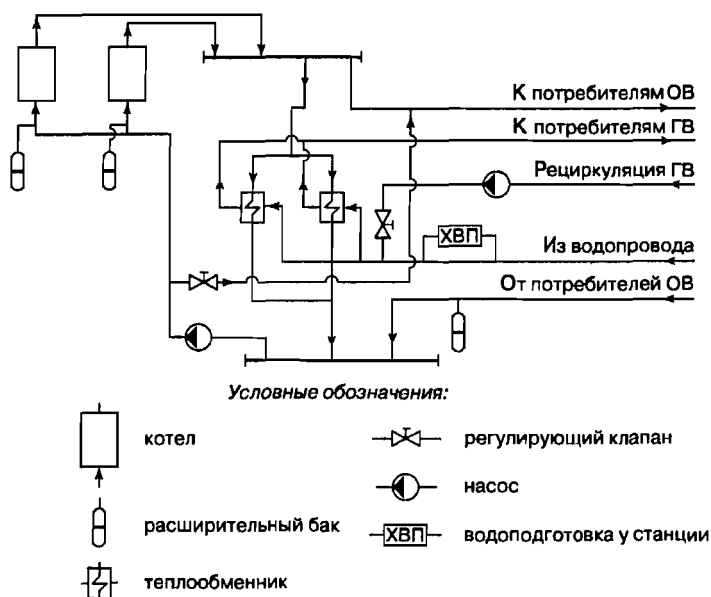


Рис. 6.8. Принципиальная тепловая схема крышной газифицированной котельной

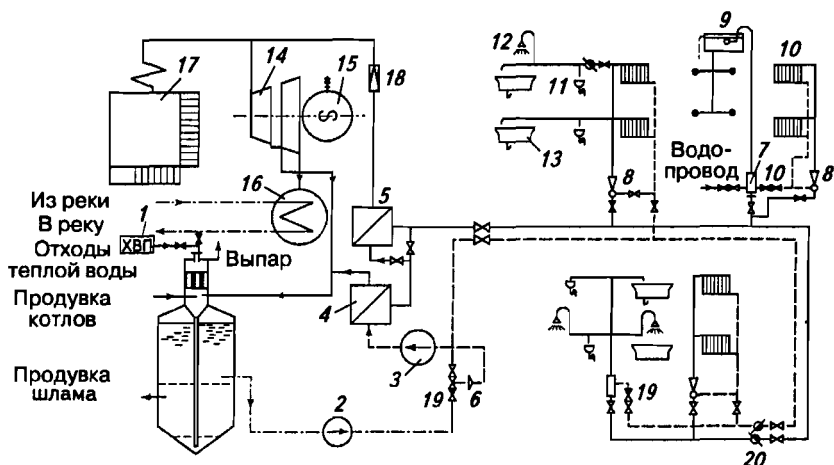


Рис. 6.9. Принципиальная схема ТЭС с непосредственным водоразбором из тепловых сетей с термической стабилизацией подпиточной воды для тепловых сетей [27]

1 – водоподготовка; 2 – подпиточный насос; 3 – сетевой насос; 4 – основной бойлер; 5 – пиковый бойлер (или пиковый котел); 6 – регулятор давления; 7 – смеситель; 8 – элеватор; 9 – бак-аккумулятор; 10 – отопительный прибор; 11 – раковина; 12 – душ; 13 – ванна; 14 – турбина; 15 – электрогенератор; 16 – конденсатор; 17 – котел; 18 – редукционно-охладительная установка; 19 – обратный клапан; 20 – водомер

Схема непосредственного водоразбора весьма проста. Вместо сложных и дорогих тепловых пунктов с кожухотрубными или пластинчатыми подогревателями абонентский ввод представляется в виде смесителя, соединяющего местную сеть ГВС с обеими трубами теплосети. Учет потребленной воды проводится по водомерам на линиях разбора или на обеих трубах ввода теплосети. На ТЭЦ для водоснабжения используются в больших количествах отходы низкотемпературной охлаждающей воды (конденсаторов, топочных панелей и др.). Местные установки ГВС у потребителя не подвергаются внутренней коррозии и зашламлению, так как вся сетевая вода проходит химочистку и деаэрацию. Но при этом на ТЭЦ необходимо сооружать мощные водоподготовительные установки и системы водоснабжения (чего не любят делать энергетики).

6.4.3. Комбинированная генерация энергии – когенерация

В последнее десятилетие теоретически разработаны и ведется реальное проектирование и сооружение, так называемых **когенерационных установок**. Специалистами было замечено, что, располагая на входе термодинамического цикла теплогенераторов температурами в топках порядка $t_1 = 1200 - 1500\text{ }^{\circ}\text{C}$, на выходе из установок мы получаем теплоносители с параметрами $t_2 = 150 - 350\text{ }^{\circ}\text{C}$, т.е. температурный потенциал в $\Delta t = t_1 - t_2 = 900 - 1200\text{ }^{\circ}\text{C}$ попросту «дросселируется», теряется бесполезно, без совершения необходимой работы.

Комбинированная генерация (когенерация) – одновременное эффективное производство в едином технологическом процессе нескольких видов энергии и энергетических товарных продуктов – электрической и тепловой энергии, промышленного холода, сжатых газов и др., необходимых для нужд отдельных предприятий, поселений, городов, регионов.

Поэтому возникла идея каскадного использования температурного потенциала теплоносителей силовых и тепловых установок путем совмещения – надстройки энергоустановок последовательно друг за другом. На рис. 6.10 представлена принципиальная схема когенерационной установки, разработанная для небольших северных городов и поселков России. Здесь отходящие высокотемпературные газы ($500-600\text{ }^{\circ}\text{C}$) газотурбинных или дизельных установок направляются в водогрейные и паровые котлы для получения горячей воды или пара для целей теплоснабжения. В ряде случаев применяются и тепловые насосы.

Несомненным достоинством когенерации является полное использование первичных топливных ресурсов при одновременном снижении отрицательного воздействия на природную среду. Однако ввиду сложности таких устройств они требуют относительно больших инвестиций, высококвалифицированного персонала и обслуживания и высокой надежности установок (во избежание лавинообразного, цепочного развития аварий).

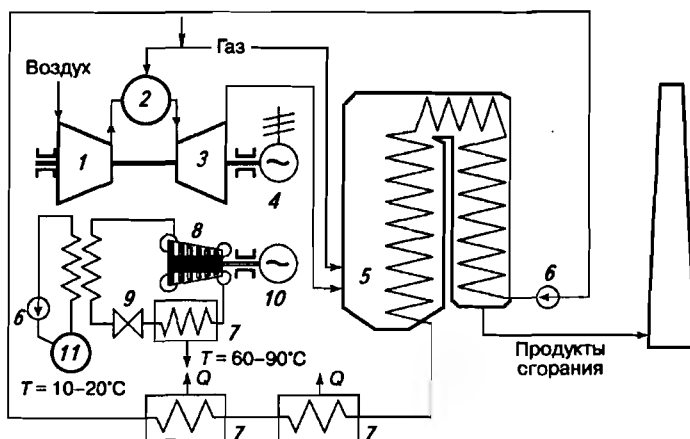


Рис. 6.10. Принципиальная тепловая схема когенерационной энергетической установки с газотурбинной надстройкой (ГТУ) к водогрейному котлу совместно с тепловым насосом

1 – компрессор; 2 – камера сгорания ГТУ; 3 – газотурбинная установка – ГТУ; 4 – электрический генератор; 5 – водогрейный котел; 6 – циркуляционный сетевой насос; 7 – тепловые потребители; 8 – тепловой насос – ТН; 9 – дроссель ТН; 10 – электродвигатель ТН; 11 – источник низкопотенциальной теплоты

Надстройки к котлам могут быть выполнены в виде дизель-генераторных электрических агрегатов, газотурбинных, парогазовых и паротурбинных установок. Во всех случаях комбинаций таких устройств может быть достигнут существенный экономический эффект. По принципу когенерации энергоснабжения проектируется современный комплекс «Москва-Сити» на Красной Пресне, ведется надстройка газотурбинными установками водогрейных котлов на РТС «Люблино», «Курьяново» в Москве и РТС в г. Зеленограде и других местах.

На рис. 6.11 показано изменение относительной стоимости электроэнергии для различных энергетических установок при раздельной работе и когенерации (на различных видах топлива – дорогих и дешевых).

Как следует из рис. 6.11 стоимость производства электроэнергии при когенерации (газотурбинных и дизельных надстройках к

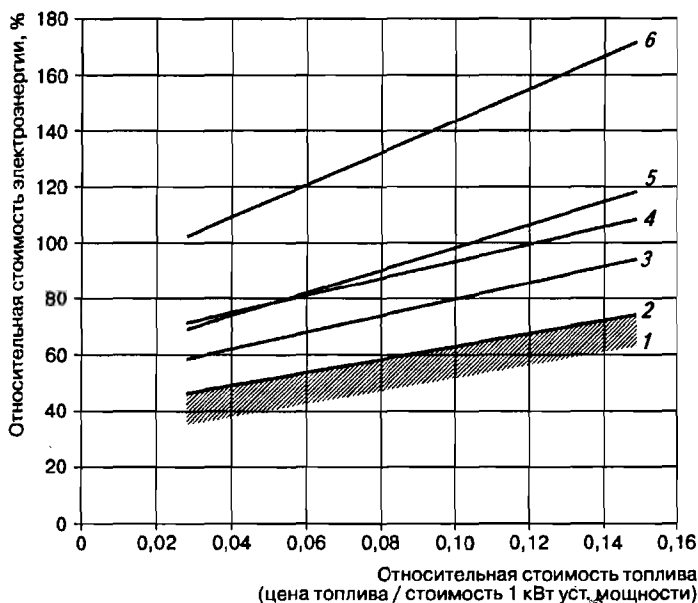


Рис. 6.11. Относительная стоимость электроэнергии для различных энергоустановок при различной стоимости топлива

1 – стоимость электроэнергии при государственном регулировании тарифа от сегодняшнего уровня цен без включения инвестиционной составляющей (работа на износ существующего оборудования) и с включением ее – кривая 2; зона-полоса между ними (1–2) формирует нижний уровень стоимости электроэнергии; 3 – производство собственной электроэнергии на газотурбинных надстройках мощностью 16–20 МВт; 4 – производство собственной электроэнергии на дизель-генераторных надстройках; 5 – производство электроэнергии на крупных ТЭС с перспективными парогазовыми установками в системе РАО «ЕЭС России»; 6 – производство электроэнергии на вновь сооружаемых паротурбинных установках; кривые 5 и 6 формируют верхний предел стоимости электроэнергии на свободном рынке

водогрейным котлам отопительных систем) будет заметно ниже, чем на разделенных паро- и газотурбинных установках за счет более высокого КПД при когенерации.

Особенно возрастет эффективность когенерации с использованием вместо традиционных рабочих тепловых машин – турбинных, поршневых, холодильных и других, **роторно-лопастных преобразователей энергии потоков**, получивших название турбоэспандеров. Это новая технология в двигателестроении, основные свойства и достоинства ее заключаются в следующем:

- преобразование энергии осуществляется способом объемного вытеснения потока с помощью подвижных лопастей в широком диапазоне мощностей от 1 Вт до 1 МВт (см. рис. 6.12);

- возможность работы с любыми видами потоков (газ, пар, жидкость, газожидкостные смеси), в том числе и агрессивных;
- эффективная работа преобразователя начинается с перепада давления на нем с 0,1 до 100 кгс/см²;
- автоматическая выборка зазоров между трущимися элементами преобразователя, обеспечивающая стабильно высокий КПД преобразования энергии в течение всего времени его эксплуатации;
- отсутствие в подшипниковых опорах преобразователя осевых и радиальных нагрузок и, как следствие этого, высокая надежность его работы, длительный срок эксплуатации в необслуживаемом режиме и возможность применения как подшипников качения, так и подшипников скольжения;
- простота реализации многоступенчатого преобразования энергии потока газа или пара в механическую энергию, повышающего КПД устройства;
- возможность обеспечения требуемых (оптимальных) режимов работы преобразователя по оборотам и моментам нагрузки;
- высокая технологичность и относительная простота промышленного производства преобразователей, что определяет сравнительно низкую их стоимость при серийном производстве в широком диапазоне мощностей.

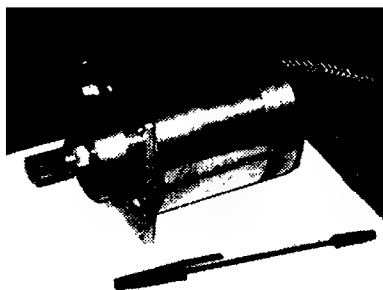


Рис. 6.12. Роторно-лопастной пневмомотор мощностью на 650 Вт при перепаде давления в 4,5 кгс/см²; на 2 кВт при перепаде давления в 10 кгс/см². Размер его сопоставим с шариковой ручкой

6.4.4. Прямоточное однотрубное теплоснабжение

В 1968–1974 гг. была разработана и введена в эксплуатацию опытно-промышленная установка однотрубного высокотемпературного теплоснабжения на базе водогрейного водотрубно-скрубберного котла ВКВ-6 мощностью 7 МВт (6 Гкал/ч) на газовом топливе. Она была создана с учетом эксплуатировавшейся ранее в жилом

микрорайоне обычной двухтрубной закрытой сети с центральным тепловым пунктом, узлы которого были специально дополнены устройствами, обеспечивающими работу по прямоточной схеме с непосредственным водоразбором при максимальной температуре воды в магистральном теплопроводе 200°C .

Указанная система (рис. 6.13) явилась первой в нашей стране попыткой практической реализации основных положений прямоточного однотрубного высокотемпературного теплоснабжения (система «горячего водопровода») и содержала ряд принципиально новых решений, обеспечивших ее высокую экономичность. Шестилетняя эксплуатация этой системы показала, что экономия топлива достигает 18–20 %, себестоимость единицы отпущенной теплоты на 14–18 % ниже, а металлоемкость системы в целом в 2 раза меньше по сравнению с двухтрубными системами ЦТ на базе котлов поверхностного типа (ПТВМ, ДКВр и др.). Опыт подтвердил также высокую надежность и простоту эксплуатации такой системы, котла и всего вспомогательного оборудования.

Перспективы развития СЦТ. В соответствии с новой национальной градостроительной доктриной в стране продолжится дальней-

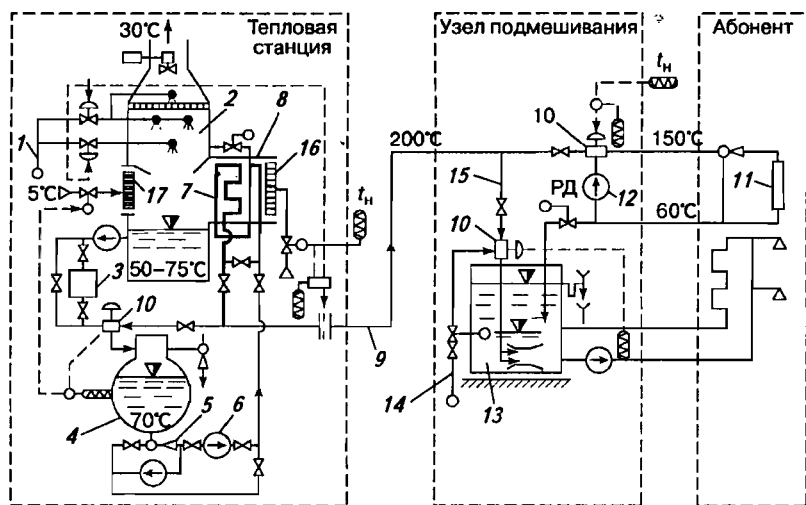


Рис. 6.13. Технологическая схема установки однотрубного высокотемпературного (200°C) теплоснабжения на базе водотрубно-скрубберного котла ВКВ-6

1 – питательная водопроводная вода; 2 – скруббер котла; 3 – оборудование водоумягчения; 4 – вакуумный деаэратор; 5 – подпорный элеватор; 6 – сетевой насос; 7 – перегревающий трубный пучок; 8 – топка котла; 9 – однотрубная тепловая сеть; 10 – смесительное устройство; 11 – система отопления потребителей; 12 – подмешивающий насос; 13 – бак-аккумулятор горячей воды; 14 – водопроводная вода; 15 – подмес сетевой воды; 16 и 17 – газовые горелки зимнего и летнего режимов

шая концентрация населения в крупных городах, миграция населения из деревень и малых городов в крупные и средние города.

Уже сегодня Россия — одна из самых урбанизированных стран мира: в чуть более тысячи городов проживает свыше ста миллионов человек, или более 70 % населения страны. И эта тенденция сохраняется на перспективу, и, как следствие, это вызовет дальнейшее развитие СЦТ [59], а не индивидуальных местных источников теплоснабжения.

6.5. Транспортирование теплоты. Устройства и конструктивные особенности тепловых сетей

Важнейшей функцией СЦТ является доведение произведенной на теплоисточниках теплоты до потребителей наиболее надежным и экономичным образом. Для выполнения ее сооружают трубопроводные системы, хорошо изолированные тепловой изоляцией, защищенные от внешнего воздействия и повреждений, оснащенные запорной и регулирующей арматурой, средствами автоматики и учета теплоты и теплоносителей.

Тепловая сеть — совокупность устройств, предназначенных для передачи и распределения теплоты (горячей воды или пара, или горячих газов) от источника к потребителям.

Тепловые сети — сооружения самые дорогие, металлоемкие и трудозатратные среди инженерных коммуникаций городов, поэтому они должны выполняться так, чтобы могли служить не менее 50 лет, не требуя частых ремонтов и переключений и не снижая своих эксплуатационных качеств в этот срок. Эти требования формируют показатели надежности и долговечности систем СЦТ, которые в свою очередь определяют экономику теплоснабжения в целом.

Надежность — это свойство объекта выполнять заданные функции в заданном объеме при определенных условиях функционирования.

Надежность является сложным, комплексным свойством, которое в зависимости от назначения объекта и условий его эксплуатации включает в себя ряд свойств: безотказность, долговечность, ремонтпригодность, режимную управляемость, живучесть, безопасность, определяемых своими количественными и качественными параметрами и характеристиками. В теплоэнергетике теория надежности пока слабо разработана, не определены величины упомянутых параметров, не собран достаточный статистический материал. В свою очередь, надежность является элементом еще более общего свойства — качества, под которым понимается

совокупность свойств, обуславливающих пригодность системы и ее продукции для удовлетворения определенных потребностей в соответствии с ее назначением [20].

В нашей стране принято промышленную продукцию (услугу) стандартизировать — устанавливать стандарт качества. Так, после длительных поисков был разработан стандарт на электрическую энергию — ГОСТ 23875—88.

На качество тепловой энергии такого ГОСТа пока нет, нет его и в других странах. Объясняется это многофакторностью процесса теплоснабжения, динамическими изменениями во времени его параметров. Поэтому практика теплоснабжения выработала свои критерии надежности и качества процесса, которые позволяют косвенным образом оценивать эти параметры. Они будут рассмотрены в главе 10.

Схемы тепловых сетей зависят в первую очередь от наличия, мощности и размещения теплоисточников, вида теплоносителя и преобладающего теплового потребления, взаимного размещения тепловых потребителей, принятой схемы СЦТ и ряда других факторов (наличие водоисточников, транспортных коммуникаций, основных градостроительных решений).

Учитывая сложность задачи правильного выбора и разработки таких схем, в 1980 г. были выпущены СН 531-80 «Инструкция о составе, порядке разработки и утверждения схем теплоснабжения населенных пунктов с суммарной тепловой нагрузкой до 116 МВт (100 Гкал/ч)».

По принципу работы **схемы тепловых сетей** подразделяют на **районные (или изолированные) и общие (или единые)**.

Изолированные сети привязаны к одному источнику теплоты и обслуживают конкретный изолированный район, промышленный центр или город в целом. Недостатком таких сетей является низкая маневренность при присоединении тепловых потребителей, невозможность резервирования от отдельных теплоисточников.

Для крупных городов и промышленных районов разработаны и построены **единые тепловые схемы трубопроводов**, которые не привязаны к конкретному источнику теплоты, они позволяют организовать параллельную работу многих источников на общую, обезличенную сеть. Это создает возможность резервирования источников теплоты, рационального использования имеющихся тепловых мощностей, позволяет маневрировать сооружением теплоисточников и развитием сети, предотвращать развитие аварий.

Впервые в 70-х годах такую единую обезличенную тепловую сеть с оптимальными параметрами функционирования и резервирования для крупного областного центра г. Новосибирска удалось

выполнить новосибирским энергетикам под руководством ученых Новосибирского энергетического института РАН.

Строительные нормы и правила по проектированию тепловых сетей при их подземной прокладке в непроходных каналах и при бесканальной прокладке предписывают организовывать резервную подачу теплоты в зависимости от расчетной температуры наружного воздуха для отопления и диаметров трубопроводов, принимаемых по табл. 6.4.

Таблица 6.4

Минимальный диаметр трубопроводов, мм	Расчетная температура наружного воздуха для проектирования отопления t_o , °C				
	минус 10	минус 20	минус 30	минус 40	минус 50
	Допускаемое снижение подачи теплоты, % до				
300	—	—	—	—	50
400	—	—	—	50	60
500	—	—	50	60	70
600	—	50	60	70	80
700 и более	50	60	70	80	90

П р и м е ч а н и е: Знак «—» означает, что резервной подачи теплоты не требуется.

Так большинство районных и квартальных тепловых станций Москвы (и по стране в целом) были спроектированы и построены как источники, предвещающие и подготавливающие развитие теплофикации города от мощных московских (или местных) ТЭЦ. Гидравлические и температурные их режимы, схемы присоединения абонентов были увязаны с требованиями «большой» энергетики, что позволяло легко переключать тепловые нагрузки РТС и КТС на Теплосети «Минэнерго» (и обратно), выводить их в горячий и холодный резервы. Такие московские районы-новостройки как Измайлово, Кузьминки, Химки-Ховрино, Коптево, Кунцево и другие, первоначально получавшие теплоту от местных изолированных источников — РТС и КТС, с приходом магистральных сетей от ТЭЦ были переключены на работу в единые сети. Наличие резервных связей и перемычек, резервных законсервированных теплоисточников в единых тепловых сетях позволяло предотвратить развитие серьезных аварий в городе. Например: при разрыве продольного заводского сварного шва транзитной магистральной тепловой сети диаметром 1200 мм от ТЭЦ-22 законсервированная Кузьминская РТС (ранее обслуживавшая несколько районов города) была быстро запущена в работу и спасла положение; при аварии и выходе из строя филиала ТЭЦ-12 в сильные морозы тепловая нагрузка ее в 300 МВт была незамедлительно переключена на только что построенную Краснопресненскую РТС, соединенную магистральными резервными

ми перемычками с филиалом ТЭЦ-12; законсервированная Коптевская РТС несколько отопительных сезонов использовалась «в помощь» городским ТЭЦ.

Кроме того, в советское время весенне-летняя тепловая нагрузка большинства РТС и КТС Москвы (и ряда других городов) через резервирующие перемычки переключалась на «Теплосети Минэнерго», что давало возможность эффективно загружать теплофикационные турбины ТЭЦ (используя пар низких потенциалов), экономить громадные объемы природного сетевого газа, увеличивать сроки и маневренность профилактических мероприятий на теплоисточниках. К сожалению, в условиях рыночной экономики такие переключения прекратились — народное хозяйство потеряло энергетический потенциал и несет значительные убытки.

В связи с высокой централизацией теплоснабжения от ТЭЦ возникла необходимость по аналогии с электрическими и газовыми сетями единые городские тепловые сети крупных городов выполнять по двух- и трехступенчатой схеме, с четким делением сетей на **магистральные** («высокого температурного потенциала») диаметрами 600—1400 мм и более, **распределительные (квартальные)** диаметрами 300—600 мм и **дворовые сети** диаметрами менее 300 мм. Для повышения надежности и качества параллельной работы источников на единые сети потребовалась гидравлическая и температурная изоляция магистральных тепловых сетей от распределительных (квартальных), осуществляемая путем сооружения водоподогревательных подстанций или смесительных насосных подстанций, а также сооружения специальных распределительных устройств, называемых **контрольно-распределительными пунктами (КРП)**.

Водоподогреватель — устройство, находящееся под давлением выше атмосферного, служащее для нагревания воды водяным паром, горячей водой или другим теплоносителем.

По конфигурации различают **лучевые и кольцевые сети**. Большинство тепловых сетей от РТС и КТС строились как лучевые, они наиболее просты, дешевы и удобны в эксплуатации, хотя в аварийных условиях они не позволяют обеспечить отключаемых потребителей даже минимальным расходом теплоносителя. Кольцевые сети и лучевые с перемычками обеспечивают резервирование, и в этих случаях часто спасают положение. На рис. 6.14 показана схема изолированной тепловой сети от одной ТЭЦ с насосно-повысительными подстанциями, гидравлическими регуляторами и перемычками.

Вывод теплоты от ТЭЦ (или РТС) осуществляется, как правило, по нескольким магистралям. Для повышения надежности теп-

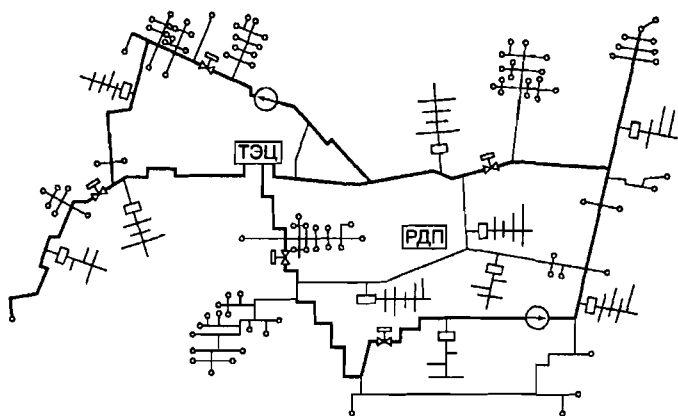


Рис. 6.14. Схема изолированной тепловой сети от одной ТЭЦ с насосно-повысительными подстанциями, гидравлическими регуляторами и перемычками РДП – районный диспетчерский пункт; — — — — — магистральные тепловые сети; — — — — — распределительные (квартальные) тепловые сети; □ – ЦТП; ○ – ИТП; ⊕ – насосные подстанции

лоснабжения магистрали соединяются между собой резервирующими перемычками. В результате этого в теплосети образуются сложные многокольцевые гидравлические системы. Стоимость теплосети при этом несколько возрастает. Контроль за гидравлическими и температурными режимами осуществляется с помощью средств телемеханики и автоматики на коллекторах ТЭЦ, на насосных подстанциях и в характерных точках тепловых сетей.

Теплоносители в системах ЦТ

В качестве теплоносителей систем ЦТ применяются вода – для целей отопления, вентиляции и горячего водоснабжения и водяной пар – для промышленных и технологических нужд. Каждый из этих теплоносителей обладает специфическими особенностями и качествами, которые обязательно учитываются при проектировании систем, экономических и технических расчетах, разработке правил эксплуатации и содержания энергоустановок.

Водяная система теплоснабжения – система теплоснабжения, в которой теплоносителем является вода.

Вода как теплоноситель в системах ЦТ имеет следующие преимущества перед паром:

1) возможность транспортирования на большие расстояния без больших потерь температурного потенциала, а следовательно, возможность более экономичной комбинированной выработки теплоты и электроэнергии на ТЭЦ;

2) удобство центрального качественного и количественного регулирования отпуска теплоты на источнике ее;

3) простота присоединения большинства абонентских систем к тепловым сетям;

4) сохранение всего конденсата греющего пара на ТЭЦ в водонагревательных установках.

Паровая система теплоснабжения — система теплоснабжения, в которой теплоносителем является пар.

Пар в свою очередь обладает перед водой следующими преимуществами:

1) более широкие возможности применения как теплоносителя (большая универсальность) — возможности удовлетворять не только чисто тепловые потребности, но также и силовые, и некоторые чисто технологические нужды (пропарку, абсорбирование газов и др.);

2) малый вес и незначительность создаваемых гидростатических давлений в трубопроводах даже при самых неблагоприятных рельефах местности теплоснабжаемых районов;

3) простота обнаружения и ликвидации аварий в сетях, так как пар всегда выходит на поверхность земли, а вести сварочные работы при авариях можно немедленно после выключения пара;

4) простота начальной регулировки абонентских систем вследствие автоматизма распределения пара отдельными приборами и системами;

5) отсутствие расхода электроэнергии на передачу пара, так как он поступает к абоненту под давлением в парогенераторах на теплоисточнике, а расход энергии на возврат конденсата весьма незначителен по сравнению с расходом энергии на перекачку воды в водяных теплосетях.

В СССР преимущественное строительство получили водяные системы ЦТ, в то время как в США, ФРГ, Бельгии — паровые. Пропускная способность трубопроводов по теплоте и по теплоносителю представлена в табл. 6.5. Сравнение водяных сетей с паровыми для средних условий показывает, что водяные сети с расчетным перепадом температур в 60°C примерно равноценны паровым сетям со средним давлением пара в 5 атм.

По способу использования первичных теплоносителей системы ЦТ делятся на две большие группы — **закрытые и открытые**.

Правильный выбор построения и реализация схемы теплоснабжения населенных пунктов во многом определяют пути развития систем ЦТ как собственно источников теплоснабжения, тепловых сетей от них, так и абонентских установок, а также технические и экономические показатели их. В отечественной теплоэнергетике более половины систем водяного ЦТ построены по **открытой** схеме (рис. 6.9).

Таблица 6.5

**Пропускная способность трубопроводов по теплоте
и по теплоносителю***

Диаметр трубы, мм	Пропускная способность				Диаметр трубы, мм	Пропускная способность			
	По теплоте		По тепло- носителю			По теплоте		По тепло- носителю	
	Вода	Пар	Вода	Пар		Вода	Пар	Вода	Пар
	Гкал/ч		т/ч			Гкал/ч		т/ч	
15	0,011	0,005	0,182	0,009	300	26,6	12,2	444	22,2
25	0,039	0,018	0,650	0,033	350	40,3	18,5	672	33,6
38	0,11	0,05	1,82	0,091	400	56,5	26,0	940	47,0
50	0,24	0,11	4,00	0,20	450	68,3	36,0	1310	65,5
75	0,72	0,33	12,0	0,60	500	103	47,4	1730	86,5
100	1,51	0,69	25,0	1,25	600	167	76,5	2780	139
125	2,70	1,24	45,0	2,25	700	250	115	4160	208
150	4,36	2,00	72,8	3,64	800	354	162	5900	295
200	9,23	4,24	154	7,70	900	633	291	10500	525
250	16,6	7,60	276	13,8	1000	1020	470	17100	855

* Определено при $\Delta t = 60\text{ }^{\circ}\text{C}$ для воды; $\Delta i = 550\text{ ккал/кг}$ – для пара, для других условий использования теплоносителей необходим перерасчет.

В закрытых системах теплоноситель используется в виде греющей среды (рабочего тела), для нагрева вторичного теплоносителя – воды, воздуха, газов, рабочих жидкостей и сред абонента в поверхностных аппаратах. Например, для нагрева в пластинчатых или кожухотрубных подогревателях водопроводной воды для целей горячего водоснабжения, или воздуха в калориферах для сушильных аппаратов и т.д. Конденсат паровых теплообменных аппаратов собирается в конденсатные баки и возвращается на станцию.

Закрытая водяная система теплоснабжения – водяная система теплоснабжения, в которой вода, циркулирующая в тепловой сети, используется только как теплоноситель и из сети не отбирается.

В открытых системах первичный теплоноситель используется как рабочая среда полностью или частично в абонентских установках теплового потребления. Например, в открытых водяных системах ЦТ сетевая вода полностью обеспечивает горячей водой абонентские установки, будь то жилые дома, административные здания или же промышленные предприятия (обмывочные производства, гаражи и др.), то есть разбирается из городской теплотети.

Открытая водяная система теплоснабжения — водяная система теплоснабжения, в которой вода частично или полностью отбирается из сети потребителями теплоты.

В паровых системах пар может использоваться непосредственно для пропарки железобетона в пропарочных камерах заводов ЖБИ, в бучильных аппаратах красильных и химических производств, в смешивающих барботажных подогревателях горячей воды и рабочих жидкостей, контактных аппаратах и др. Конденсат при этом полностью используется в технологическом производстве или аппаратах и назад не возвращается.

6.5.1. Выбор трассы тепловых сетей и способы прокладки

Трассы тепловых сетей не могут быть сделаны произвольно, по субъективному желанию, они выполняются в соответствии с указаниями СНиП 41-02-2003, СНиП 3.05.03-85 и строго регламентированы [48].

Современные способы прокладки и возведения тепловых сетей (рис. 6.15) классифицируют следующим образом:

1. Бесканальная прокладка тепловых сетей в грунте. (Для тепловых сетей условным диаметром $D_y \leq 400$ мм следует предусматривать преимущественно бесканальную прокладку.

2. Совмещенная многотрубная прокладка теплопроводов в общей траншее совместно с другими коммуникациями.

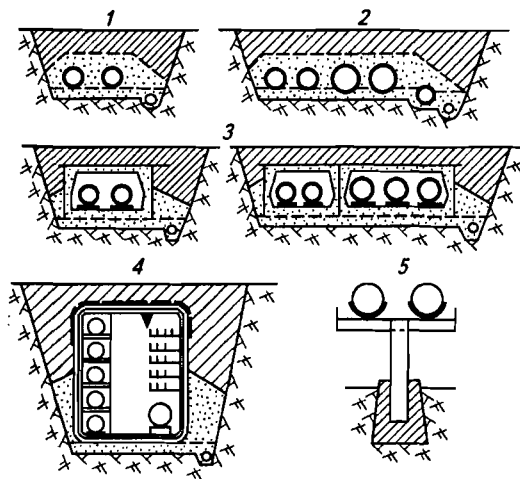


Рис. 6.15. Современные способы прокладки тепловых сетей

3. Прокладка тепловых сетей в подземных непроходных каналах — отдельно или совмещенно с другими коммуникациями.

4. Совмещенная прокладка теплопроводов в подземных проходных коллекторах и технических подпольях зданий.

5. Надземная — воздушная прокладка теплопроводов.

Бесканальная прокладка 1 является наиболее экономичным способом сооружения теплосетей, обеспечивающая меньшие объемы земляных и строительно-монтажных работ, экономию сборного железобетона, снижение трудоемкости строительства и повышение производительности труда.

При качественных и долговечных индустриальных конструкциях теплопроводов и материалах и надлежащем выполнении монтажных и изоляционно-сварочных работ способ обеспечивает расчетную долговечность подземных коммуникаций (более 30 лет) и необходимую защиту от коррозии.

При сооружении внутриквартальных подземных коммуникаций от котельных, ЦТП в районах нового жилищного строительства городов наиболее эффективно применяется **совмещенная бесканальная прокладка нескольких сетей 2** — горячего и холодного водоснабжения и других в общей траншее. Число труб при этом может достигать до 10—12 шт. Она более экономична, чем раздельная прокладка (на 15 % по стоимости, на 25—30 % по объему земляных работ), сокращаются сроки строительства.

Преимущественное распространение в городах получил **способ строительства тепловых сетей в непроходных подземных каналах 3**. Канал защищает теплопровод от механических нагрузок, обеспечивает температурные деформации его, защищает от воздействия грунтовой среды и поверхностных вод. Но такой тип прокладки весьма дорог, требует значительного расхода железобетонных конструкций (от 500 до 2000 м³ на 1 км трассы), больших объемов земляных работ и трудовых затрат.

Ограниченное применение получил **способ совмещенной прокладки теплопроводов в тоннелях, проходных коллекторах и технических подпольях зданий 4**.

Подземную прокладку тепловых сетей допускается принимать совместно с другими инженерными сетями: **в каналах** — только с водопроводами, трубопроводами сжатого воздуха давлением до 1,6 МПа, мазутопроводами, с контрольными кабелями связи теплосетей, а **в тоннелях** — только с водопроводами диаметром до 500 мм, кабелями связи, силовыми кабелями напряжением до 10 кВ, трубопроводами сжатого воздуха давлением до 1,6 МПа и напорной канализации. Прокладка трубопроводов тепловых сетей

в каналах и тоннелях с другими инженерными сетями кроме указанных не допускается.

Таким образом, в населенных пунктах для тепловых сетей предусматривается, как правило, **подземная прокладка (бесканальная, в каналах или в городских и внутриквартальных тоннелях совместно с другими инженерными сетями)**, прокладка тепловых сетей по насыпям автомобильных дорог не допускается. Под городскими проездами и площадями с усовершенствованным покрытием, а также при пересечении крупных автомагистралей их следует прокладывать в тоннелях или футлярах.

При обосновании **допускается надземная прокладка тепловых сетей 5** на низких или высоких железобетонных опорах, в отдельных случаях — на кронштейнах вдоль стен зданий.

При выборе трассы теплосетей разрешается пересечение водными сетями диаметром 300 мм и менее жилых и общественных зданий при условии прокладки сетей в технических подпольях, технических коридорах и тоннелях (высотой не менее 1,8 м) с устройством дренажного колодца в нижней точке на выходе из здания. Пересечение тепловыми сетями детских дошкольных, школьных и лечебно-профилактических учреждений не допускается. На рис. 6.16 и 6.17 показаны различные виды прокладок тепловых сетей [9].



Рис. 6.16. Монтаж непроходного канала теплосети с применением монолитного лоткового канала (МКЛ для труб диаметром 50–1400 мм) с помощью автокрана грузоподъемностью 28 т

На рис. 6.17 показано надземное расположение теплопроводов промышленного предприятия на низких опорах. На переднем плане хорошо видны вертикально-расположенные U-образные компенсаторы температурного удлинения трубопроводов, рядом слева расположен «холодный» трубопровод.

В последние годы надземная прокладка тепловых сетей получает все большее распространение, особенно при реконструкции и капитальных ремонтах существующих подземных сооружений. Их часто выносят на поверхность земли в совершенно неожиданных местах – во дворах жилых микрорайонов, на спортивных площадках, в парковых зонах, на внутриквартальных проездах и т.д., нисколько не считаясь с интересами жителей, учреждений и организаций. При попустительстве архитектурных и административных инспекций «украшают» теплопроводами окружающее пространство. Организации – владельцы теплосетей часто мотивируют такие решения как временный выход из положения.

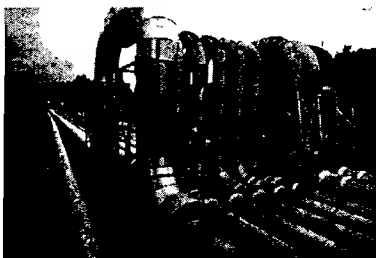


Рис. 6.17. Надземное расположение теплопроводов промышленного предприятия на низких опорах

6.5.2. Устройство и оборудование теплопроводов – трубы, опорные конструкции, компенсаторы, арматура

Материалы, трубы и арматуру для тепловых сетей, независимо от параметров теплоносителя, а также расчет трубопроводов на прочность, способы строительства и монтажа принимают в соответствии с требованиями РД 10-249-98 [66], РД 10-400-01 [67] Госгортехнадзора России, а также требованиями СНиП [48].

К трубам тепловых сетей предъявляются следующие основные требования:

1) высокая механическая прочность и герметичность, необходимые для безаварийной работы при заданных давлениях и температурах; 2) постоянство механических свойств и низкий коэффициент линейного удлинения для снижения возникающих термических напряжений при переменных тепловых режимах

эксплуатации; 3) антикоррозионная стойкость; 4) высокие теплоизолирующие свойства стенок трубы для сохранения теплоты и температуры теплоносителя; 5) возможность и простота хранения, транспортировки, монтажа и герметичных соединений, приборного контроля элементов теплосети; 6) невысокая стоимость и доступность на рынке и др.

Для каждой ступени построения тепловых сетей — магистральных, квартальных и дворовых — рекомендуются свои трубы и изделия из них, отвечающие по качеству, параметрам теплоносителя в них, назначению, прочностным и санитарным требованиям.

Так для магистральных и квартальных трубопроводов следует предусматривать стальные электросварные трубы или бесшовные, чугунные из высокопрочного чугуна с шаровидным графитом (ВЧШГ), для трубопроводов дворовых сетей (при рабочем давлении пара 0,07 МПа и ниже и температуре воды 115 °С и ниже) при давлении до 1,6 МПа включительно **допускается применять также и неметаллические трубы**. Среди последних наибольшее распространение получили металлополимерные, асбестоцементные, меньшее — стеклянные, керамические. Попытка применения на заре советской теплофикации деревянных труб не имела успеха — трубы набухали, расслаивались и выходили из строя, надежная стыковка их была невозможна.

Заводы-изготовители труб на каждую партию изготовленной продукции (труб) выдают так называемый сертификат качества, где указывают основные сведения о материалах, результаты механических и технологических испытаний и дефектоскопию сварного шва труб и другие сведения по форме и в объеме, установленных Госгортехнадзором России. Такие сертификаты должны быть приложены к актам приемки-сдачи объекта в эксплуатацию.

Применяемые металлические трубы и фасонные детали должны иметь толщину стенок не менее принятой по номенклатурному типу согласно приведенной табл. 6.6. Окончательный выбор марки стали и толщины стенки (табл. 6.7) определяются расчетами при проектировании, а подбор — по ГОСТ и НТД на трубы.

Для строительства тепловых сетей сортамент труб выбирают с учетом условного давления, максимальной температуры теплоносителя, диаметра трубопровода, марки стали, определенных в проекте. Для сетей горячего водоснабжения в закрытых системах теплоснабжения и от котельных должны применяться оцинкованные или эмалированные стальные трубы, а также трубы из ВЧШГ.

Сводами правил СП 41-102-98 [64] и СП 40-103-98 [65] (см. раздел 9.6 учебника) разрешено в дворовых разводках тепловых сетей, в системах отопления и горячего водоснабжения зданий при-

менять металлополимерные трубы, изготовленные по техническим условиям (ТУ) на них.

Для сетей горячего водоснабжения в **открытых системах** следует применять неоцинкованные трубы, допускаются также металлополимерные.

Таблица 6.6

Перечень стальных труб для устройства сетей теплоснабжения

Диаметр условный, мм	Диаметр наружный, мм	Минимальная толщина стенки труб, мм
25	32	3
32	38	3
40	45	3
50	57	3
65	76	3
80	89	4
100	108	4
125	133	4
150	159	4,5
200	219	6
250	273	7
300	325	7
400	426	7
500	530	7
600	630	8
700	720	8
800	820	9
900	920	9
1000	1020	10
1200	1220	10

Таблица 6.7

Марка стали	НТД на трубы	НТД на сталь
Бесшовные трубы		
10, 20	ТУ 14-3-190	ГОСТ 1050
20, 16ГС	ТУ 14-3-460	ТУ 14-3-460
20	ГОСТ 550 (группа А)	ГОСТ 1050
10Г2	ГОСТ 8731 ГОСТ 8733 (группа В)	ГОСТ 4543
09Г2С	ТУ 14-3-1128	ГОСТ 19 281
16ГС	ТУ 108-1267 ТУ 3-923	ТУ 3-923

Марка стали	НТД на трубы	НТД на сталь
Прямошовные трубы		
10, 20	ГОСТ 10 705 (группа В)	ГОСТ 1050
20	ГОСТ 20295	ГОСТ 1050
17ГС, 17Г1С	ГОСТ 20295	ГОСТ 19281
17ГС, 17Г1С, 17Г1СУТУ	ТУ 14-3-620	ТУ 14-1-1921 ТУ 14-1-1950
17ГС, 17Г1С, 17Г1СУ	ТУ 14-3-1138	ТУ 14-1-1950
Трубы со спиральным швом*		
20	ТУ 14-3-808	ТУ 14-1-2471
20	ГОСТ 20295	ГОСТ 1050
17ГС, 17Г1С	ГОСТ 20295	ГОСТ 19281
17Г1С, 17Г1СУ	ТУ 14-3-954	ТУ 14-1-4248

* Трубы со спиральным швом применяются только для устройства прямолинейных участков сетей и не могут использоваться для изготовления отводов и неподвижных опор.

Поверочный расчет труб и элементов теплосети на прочность производится по РД 10-400-01 [67]. Он предусматривает оценку статической и циклической прочности (выносливости) трубопровода и его элементов. Статическая прочность оценивается отдельно на действие несомауравновешенных нагрузок (вес и внутреннее давление) и с учетом всех нагружающих факторов, в том числе температурных деформаций. Учитываемые в расчетах на прочность нагрузки и воздействия подразделяются на три вида (15 воздействий):

постоянные — 1) собственный вес труб, деталей, арматуры и обустройств; 2) вес изоляции; 3) вес и давление грунта; 4) предварительная растяжка; 5) силы трения в опорах скольжения или при взаимодействии с грунтом (при бесканальной прокладке); 6) натяг упругих опор;

длительные временные — 7) внутреннее давление; 8) вес транспортируемой среды — воды, пара; 9) температурный перепад; 10) смещение концевых заземлений при нагреве присоединенного оборудования; 11) распорные усилия осевых компенсаторов;

кратковременные — 12) снеговая; 13) гололедная; 14) ветровая; 15) от подвижного состава.

Основные размеры труб и деталей теплосети выбираются по расчетным давлению и температуре с учетом коррозионной активности среды. За расчетное давление принимают максимальное рабочее давление, за расчетную температуру — максимальную рабочую температуру по проектной документации.

Номинальная толщина стенки **прямой трубы** (согласно [63]) должна быть не менее определенной по формулам:

номинальная толщина стенки трубы

$$S = S_R + C, \text{ мм}, \quad (6.1)$$

расчетная толщина стенка трубы

$$S_R = \frac{p D_a}{2 \varphi_w [\sigma] + p}, \text{ мм}, \quad (6.2)$$

где p – рабочее давление, МПа; D_a – наружный диаметр трубы, мм; φ_w – расчетный коэффициент прочности продольного или спирального сварного шва (равный 1 при заводском контроле качества сварки); $[\sigma]$ – номинальное допускаемое напряжение при расчетной температуре стенки, МПа; C – суммарная прибавка к расчетной толщине стенки (запас на коррозию, $C = 0,5\text{--}1,0$ мм).

Номинальная толщина стенки труб при изготовлении и фактическая толщина стенки труб при эксплуатации должны быть не менее значений, указанных в табл. 6.8, и не менее значений, полученных в результате расчетов на прочность.

Таблица 6.8

Допустимая толщина стенок труб

Процесс	S, мм, при D_a , мм					
	<38	≤51	≤70	≤90	≤108	>108
Изготовление	1,80	2,00	2,50	3,00	3,50	4,00
Эксплуатация	1,45	1,60	2,00	2,40	2,80	3,20

Из табл. 6.8 следует, что в процессе эксплуатации тепловых сетей необходимо вести систематический ежегодный контроль (по индикаторам) за состоянием металла трубопроводов во избежание разрывов и аварийных повреждений их.

Целью поверочного расчета является не только оценка статической и циклической прочности самого трубопровода, но также определение усилий, действующих со стороны трубопровода на опоры (рис. 6.18), строительные конструкции и присоединенное оборудование – ответвления, секционную арматуру, спускные и дренажные устройства, компенсаторы и др. Для выполнения таких достаточно больших расчетов разработаны специальные компьютерные программы, так как иначе эту трудоемкую работу выполнять весьма сложно.

В тепловых сетях на трубопроводах устраивают опорные конструкции двух типов – подвижные (свободные) и неподвижные (мертвые).

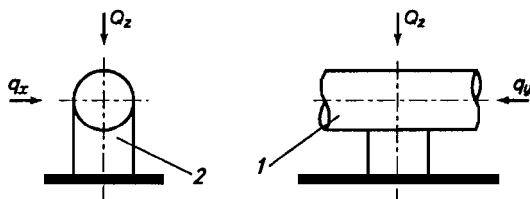


Рис. 6.18. Схема нагрузок на опору
1 – труба; 2 – подвижная опора; Q_z – вертикальное давление трубопровода на подвижную опору; q_y – продольная составляющая силы трения (вдоль оси трубы); q_x – боковая составляющая силы трения (поперек оси трубы)

По принципу свободного перемещения различают подвижные опоры, скользящие, катковые, шариковые и подвесные, их используют во всех типах прокладок, кроме бесканальных.

Подвижные опоры служат для передачи веса теплопроводов и их изоляционных оболочек на несущие конструкции и обеспечения перемещений труб, происходящих вследствие изменения их длины при изменениях температуры теплоносителя.

Наиболее распространены в настоящее время в теплосетях **типовые скользящие опоры**, их подразделяют на низкие (90 мм) и высокие (140 мм) и применяют для всех типов и диаметров труб независимо от направления горизонтальных перемещений трубопроводов. Первые используют для трубопроводов с толщиной теплоизоляции до 80 мм, они имеют плоскость скольжения непосредственно у тела трубы. В местах их расположения должна быть снята тепловая изоляция. Вторые применяют для трубопроводов с толщиной теплоизоляции более 80 мм. Они имеют плоскость скольжения ниже поверхности теплоизоляции, и поэтому нет необходимости ее нарушать. Все они свободно опираются на бетонные подушки, в которые предварительно заделываются стальные полосы для уменьшения сил трения и истирания.

Для трубопроводов с диаметром труб от 200 мм и больше для уменьшения сил трения на опорах применяют **опоры качения – катковые, роликовые, шариковые**.

Подвесные опоры применяют для надземной прокладки водоводов небольших диаметров (от 150 до 500 мм) – паропроводов, водопроводов и др., гибкая подвеска позволяет опоре легко поворачиваться и перемещаться вместе с трубопроводом.

На рис. 6.19 показаны варианты низких, высоких и катковых опор, а на рис. 6.20 – подвесных простых опор.

Неподвижные опоры служат для распределения удлинений трубопроводов и восприятия усилий от температурных деформаций и внутренних давлений путем закрепления трубопровода в отдельной точке относительно каналов или несущих конструкций. Раз-



Рис. 6.19. Варианты высоких и низких опор трубопроводов

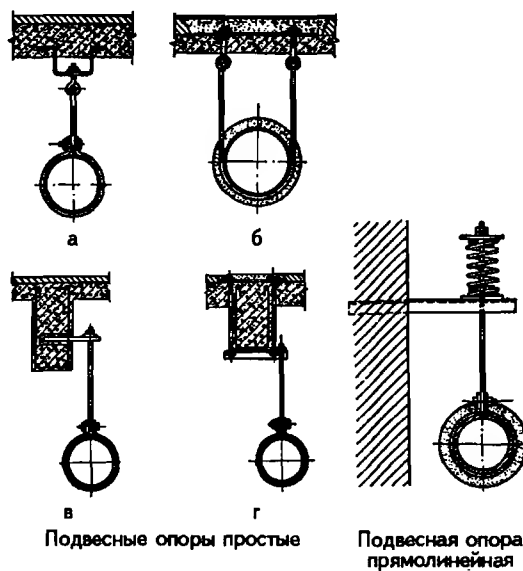


Рис. 6.20. Варианты подвесных опор трубопроводов
а — для продольных и поперечных перемещений; б — для продольных перемещений; в — с непосредственной заделкой в балку; г — с обвязкой балки

мешают неподвижные опоры между компенсаторами и участками трубопроводов с естественной компенсацией температурных удлинений таким образом, чтобы между каждыми двумя компенсаторами была одна неподвижная опора, а между двумя неподвижными опорами находился один компенсатор. Неподвижное закрепление трубопроводов выполняют различными конструкциями в зависимости от принятого способа прокладки теплосети. Так для бесканальной прокладки и для непроходных каналов выполняют конструкцию индустриальной щитовой опоры в виде железобетонных щитов с заделанными в них изолированными элементами (рис. 6.21). Такие опоры изготавливают в заводских условиях и поставляют на трассу строительства в комплекте с изолированными трубами и другими изделиями.

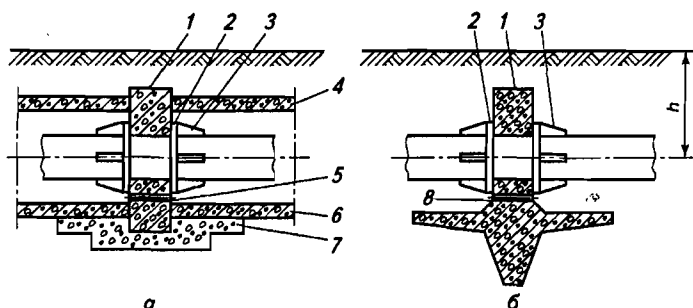


Рис. 6.21. Щитовая неподвижная опора при установке
 а – в непроходном канале; б – в бесканальной теплотрассе; 1 – железобетонная щитовая стенка; 2 – асбестовая прокладка; 3 – лобовая опора; 4 – перекрытие; 5 – дренажное отверстие; 6 – дно канала; 7 – опорная бетонная подушка; 8 – отверстие для дренажной трубы

В камерах подземных каналов и при надземных прокладках неподвижные опоры выполняются в виде металлических конструкций, сваренных или соединенных на болтах с трубами (рис. 6.22).

Усилия Q , воспринимаемые неподвижными опорами, складываются из реакции сил трения $R_{тр}$ в подвижных опорах, реакции компенсатора R_k и реакции сил внутреннего давления $R_{вд}$. Полная сила, действующая на неподвижную опору, равна сумме этих величин и в эксплуатационных условиях может достигать больших размеров.

$$Q = R_{тр} + R_k + R_{вд} = q l b \mu + R_k + 0,785 d^2 P, \quad (6.3)$$

l – длина трубопровода от неподвижной опоры до компенсатора, м;
 q – вес 1 м трубопровода с изоляцией и теплоносителем, кгс/м;

μ — коэффициент трения в подвижных опорах; d — внутренний диаметр трубы, см; P — максимально возможное давление в трубе, кгс/см².

Указанные силы действуют на неподвижную опору с двух сторон и при симметричных участках взаимно уравниваются. Но при пуске теплопровода или при изменении температуры теплоносителя указанные силы могут быть неуравновешенными. Поэтому расчет неподвижных опор производится на одностороннее действие сил согласно формуле (6.3). Неучет таких воздействий, повреждение или поломка неподвижных опор могут стать причиной серьезных аварий на теплотрассах.

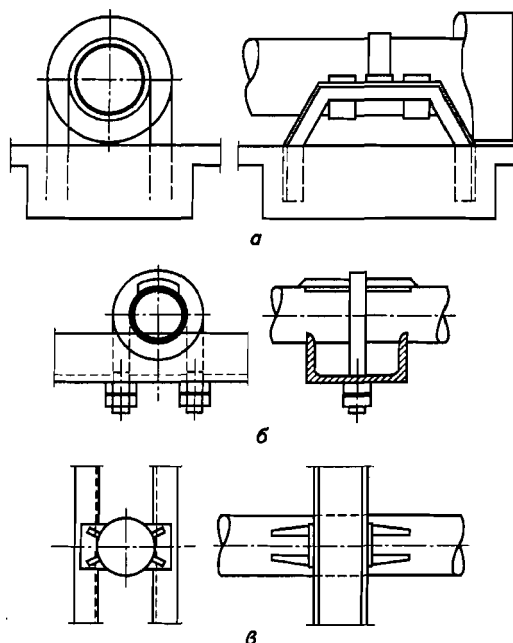


Рис. 6.22. Неподвижные опоры
а — на фундаментах; б — на балке; в — на стойках

Так в процессе летней перекладки ветхой канальной теплотрассы диаметром 600 мм по Банному переулку в Москве монтажники «позабыли» восстановить удаленную при ремонте неподвижную опору, а неопытный начальник участка тепловых сетей принял в эксплуатацию их «работу», в результате чего была нарушена проектная схема компенсации трубопроводов. В декабрьские морозы с повышением температуры теплоносителя и значительным расширением металла труб произошло их произвольное смещение в

каналах. Установленные за бывшей неподвижной опорой сальниковые компенсаторы начали «выходить из зацепления», подтяжка сальниковых уплотнений результатов не дала — возникла большая утечка теплоносителя, что привело к нарушению гидравлического режима Переяславской РТС и прекращению теплоснабжения целого района города.

В эксплуатационных сетевых подразделениях помимо «Расчетной схемы тепловых сетей» необходимо составлять «Исполнительные схемы на отдельные участки тепловых сетей (планшетные)». На них изображаются в плане отдельные участки теплосетей (основных трубопроводов и ответвлений) с указанием диаметров, обозначением тепловых пунктов, тепловых камер, компенсаторов, задвижек, неподвижных опор, номеров и адресов абонентов с указанием назначения и этажности здания. На рис. 6.23 показаны схемы разгруженных и неразгруженных опор.

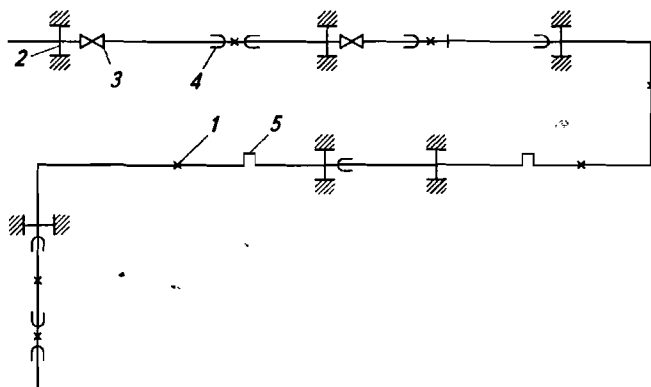


Рис. 6.23. Схемы разгруженных и неразгруженных опор трубопроводов
1 — разгруженная опора; 2 — неразгруженная опора; 3 — запорный орган; 4 — сальниковый компенсатор; 5 — гнутый компенсатор

Разгруженными называются опоры, на которые не передаются нагрузки от внутреннего давления в трубопроводах, а воспринимаются стенками труб и взаимно уравниваются, как это происходит при компенсации участков гнутыми компенсаторами.

Если на компенсируемом участке теплопроводов установлен сальниковый или линзовый компенсатор и запорный орган (задвижка, вентиль, заглушка), то в этом случае реакция сил внутреннего давления передается на опору и она называется неразгруженной.

В тепловых сетях должна быть обеспечена надежная компенсация тепловых удлинений трубопроводов, для чего применяют-

ся: гибкие компенсаторы труб (П-образные) с предварительной растяжкой при монтаже; углы поворотов от 90 до 130° (самокомпенсация); сильфонные, линзовые, сальниковые и манжетные компенсаторы.

Компенсаторы предназначены для восприятия температурных удлинений трубопроводов и разгрузки труб от температурных напряжений и деформаций.

Температурное удлинение стальных труб вычисляется по формуле:

$$\Delta l = \alpha \Delta t l = 0,0012 (t - t_m) l, \quad (6.4)$$

где α — коэффициент линейного удлинения, для стали $\alpha = 0,0012$ 1/°C;

$$\Delta t = (t - t_m), \quad (6.5)$$

t — температура нагретой трубы, °C; t_m — температура трубы при монтаже, °C; l — длина трубы, м.

Если участок трубы зашпелен и при нагревании не удлиняется, то в металле возникают большие напряжения сжатия, для стали они составят $s = (2,35 \Delta t)$ МПа = $(24 \cdot \Delta t)$ кгс/см². Они не зависят от диаметра, толщины стенки и длины трубопровода, а только от вида материала (модуля упругости и коэффициента линейного удлинения) и перепада температур.

Компенсаторы по принципу действия подразделяются на две группы: осевые и радиальные. Первые устанавливают для компенсации температурных удлинений прямых участков трубопроводов, здесь применяют либо сальниковые (телескопические, рис. 6.24, на диаметры от 100 до 1400 мм и рабочим давлением до 2,5 МПа), либо пружинящие (линзовые, сильфонные, рис. 6.25) компенсаторы.

Для периодического обслуживания сальниковых компенсаторов (смены сальниковой набивки, обтяжки ее) их размещают в тепловых компенсаторных камерах или камерах ответвлений трубопроводов. Набивка сальникового компенсатора выполняется из прографиченного асбестового шнура и термостойкой круглой резины, которые в виде колец заполняют зазор компенсатора.

Пружинящие осевые компенсаторы получили применение при бесканальной прокладке теплосетей. Сварные гнутые компенсаторы используются при любой конструкции трубопроводов и любых параметрах теплоносителя. Они широко используются на теплотрассах промышленных предприятий (см. рис. 6.17), а также в городских тепловых сетях при небольших (до 200 мм) диаметрах теплопроводов. Их изготавливают из гнутых или сварных отводов

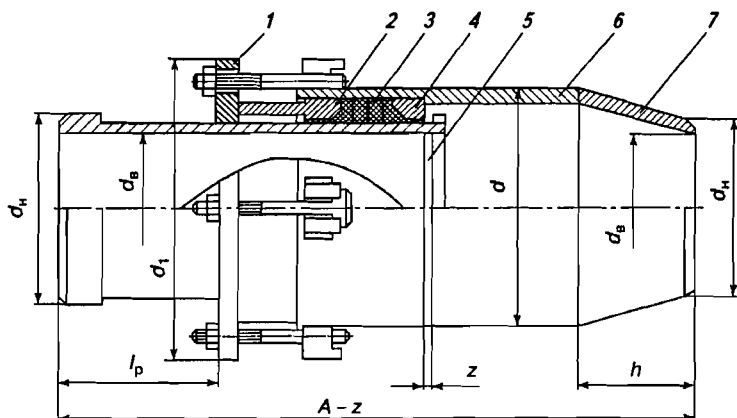


Рис. 6.24. Односторонний сварной сальниковый компенсатор
1 – нажимной фланец; 2 – грундбукса; 3 – сальниковая набивка; 4 – контрбукса;
5 – стакан; 6 – корпус; 7 – переход диаметров. Компенсирующая способность его
составляет 250–400 мм

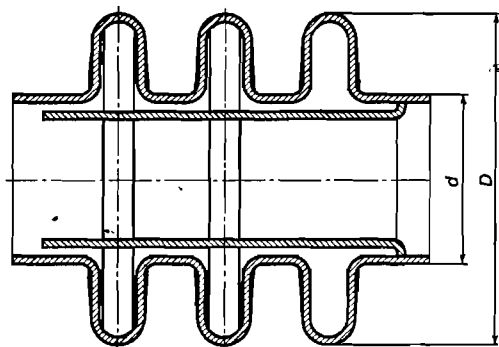


Рис. 6.25. Схема трехволнового сильфонного компенсатора
(Компенсирующая способность его составляет 50–150 мм)

с помощью электродуговой сварки Г-, П- и Ω-образной формы и перед монтажом в теплосети производят им холодную растяжку, что почти вдвое увеличивает их компенсирующую способность.

Гибкие компенсаторы располагают в компенсаторных непроходных каналах, выполняемых по конфигурации, соответствующей форме компенсатора.

В 70-х годах прошлого века была изобретена самокомпенсирующаяся стальная труба, позволяющая применять ее без устройства специальных компенсаторов при любых прокладках теплопроводов. Конструктивно она выполнена в форме винтовых гофр [61], растянутых по всей длине трубы спиралью в виде винтовых образующих трубы, внешний вид которой представлен на рис. 6.26.

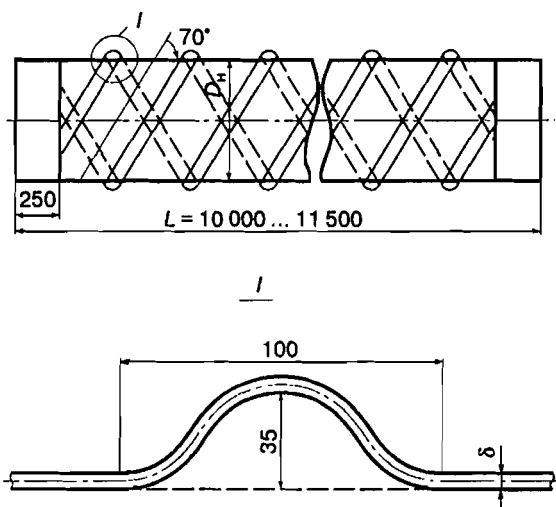


Рис. 6.26. Самокомпенсирующаяся стальная труба и гофра (узел1)

Арматура тепловых сетей подразделяется на запорную, регулировочную, предохранительную, дросселирующую и контрольно-измерительную. В паровых сетях кроме того применяют специальную конденсатоотводящую арматуру.

В тепловых сетях всю арматуру предпочитают выполнять из стали, даже когда это не предписывается правилами Госгортехнадзора России. Это вызвано желанием полностью предотвратить опасность разрыва задвижек от температурных напряжений, достигающих больших значений при пуске теплопроводов больших диаметров.

В качестве запорных органов применяются в основном задвижки (клиновые и параллельные), шаровые краны и вентили. **Применять запорную арматуру в качестве регулирующей не допускается.** В магистральных и квартальных тепловых сетях преимущественное применение получила стальная арматура. Она обязательна к применению на выводах тепловых сетей от источников теплоснабжения, на вводах в центральные тепловые пункты (ЦТП), на ответвлениях, в качестве секционирующих.

Секционирующие стальные задвижки (начиная с $D_y \geq 100$ мм) и шаровые краны устанавливают в тепловых сетях на расстоянии не более 3000 м с устройством перемычки (с запорной задвижкой) между подающим и обратным трубопроводами, располагая их в тепловых камерах. Они позволяют производить оперативные отключения в случаях аварий на действующих трубопроводах или готовить подключения вновь монтируемых участков.

На применение арматуры из ковкого и серого чугуна, а также из латуни и бронзы СНиП [48] наложены ограничения. Ее разрешено использовать только в тепловых пунктах и на объектах, строящихся в оговоренных климатических условиях.

На спускных и дренажных устройствах теплосетей применение арматуры из ковкого чугуна не допускается.

Для тепловых сетей, как правило, должна применяться арматура с концами под приварку или фланцевая, муфтовую арматуру допускается принимать условным проходом $D_y \leq 100$ мм при давлении теплоносителя 1,6 МПа и ниже и температуре 115 °С и ниже в случаях применения водогазопроводных труб.

Задвижки и затворы с $D_y \geq 500$ мм должны иметь электрические приводы. При этом при подземной прокладке они должны размещаться в камерах с надземными павильонами или в подземных камерах с естественной вентиляцией, оснащенных лазами для выемки арматуры.

В нижних точках трубопроводов водяных тепловых сетей и конденсатопроводов необходимо устраивать спускные устройства с запорной арматурой для спуска воды, а сами трубопроводы должны иметь продольный уклон к ближайшей камере не менее 0,002. При этом предусматривается строительство сбросных колодцев с отводом воды в системы канализации самотеком или передвижными насосами. При надземной прокладке трубопроводов по незастроенной территории для спуска воды следует предусматривать бетонированные приямки с отводом из них воды кюветами, лотками или трубопроводами.

Из паропроводов тепловых сетей в нижних точках и перед вертикальными подъемами должен осуществляться непрерывный отвод конденсата через конденсатоотводчики. В этих же местах, а также на прямых участках паропроводов через 400—500 м при попутном и через 200—300 м при встречном уклоне монтируется устройство пускового дренажа паропроводов.

В высших точках трубопроводов тепловых сетей на каждом секционном участке должны быть установлены штуцеры с запорной арматурой для выпуска воздуха (воздушники).

Соединение трубопроводов между собой, фасонными деталями и оборудованием осуществляется электродуговой сваркой специальными электродами. Газовую сварку используют для соединения труб небольшого диаметра (до 50 мм) в санитарно-технических устройствах зданий.

6.5.3. Тепловая изоляция оборудования и трубопроводов

Тепловая изоляция является важнейшим конструктивным элементом всех звеньев систем ЦТ — теплогенерирующих, транспортных звеньев, установок теплового потребления. Снижая тепловые потери и предотвращая выстывание теплоносителей, она формирует технико-экономическую эффективность, надежность и долговечность установок в целом, возможность индустриализации строительства и является основным средством экономии топливных ресурсов. В бесканальных прокладках теплопроводов тепловая изоляция выполняет также функции несущей конструкции.

Для тепловой изоляции оборудования, трубопроводов, воздуховодов применяют полносборные или комплектные конструкции заводского изготовления, а также трубы с тепловой изоляцией полной заводской готовности [3].

Для трубопроводов тепловых сетей, включая арматуру, фланцевые соединения и компенсаторы, тепловую изоляцию необходимо предусматривать независимо от температуры теплоносителя и способа прокладки. Конструктивно она выполняется из следующих элементов: теплоизоляционного слоя; армирующих и крепежных деталей; пароизоляционного слоя; покровного слоя.

В качестве теплоизоляционного слоя СНиП 41-03-2003 «Тепловая изоляция оборудования и трубопроводов» рекомендуют к применению более 30 основных видов материалов, изделий, заводских продуктов общего назначения, обеспечивающих: тепловой поток через изолированные поверхности оборудования и трубопроводов согласно заданному технологическому режиму или нормированной плотности теплового потока; исключение выделения в процессе эксплуатации вредных, пожароопасных и взрывоопасных, неприятно пахнущих веществ в количествах, превышающих предельно допустимые концентрации; исключение выделения в процессе эксплуатации болезнетворных бактерий, вирусов и грибов.

К числу таких эффективных традиционно используемых в тепловых сетях материалов относятся армопенобетон автоклавного твердения, битумоперлит, асфальтокерамзитобетон, газосиликат, фенольные пенопласты, теплоизоляционные маты и плиты из минеральной ваты, вулканитовые и некоторые другие материалы (рис. 6.27). Основные усредненные данные теплоизоляционных материалов и изделий представлены в табл. 6.9 [19].

В качестве материалов для покровного слоя тепловой изоляции при новом строительстве применяют конструкции заводского изготовления: 1) из металла (листы и ленты из алюминия и его

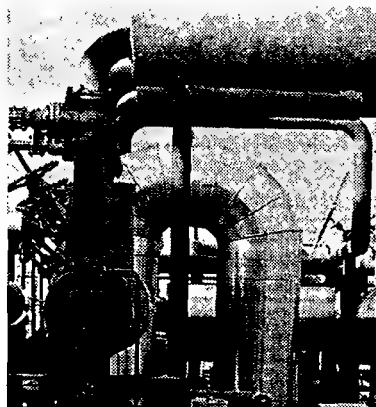


Рис. 6.27. Устройство изоляции трубопроводов ТЭЦ с помощью минераловатных цилиндров

Таблица 6.9

Основные данные теплоизоляционных материалов и изделий

Материалы или изделия	Максимальная температура теплоносителя, °С	Теплопроводность, Вт/(м·°С), при 20°С и влажности, %		Плотность, кг/м ³
		0	20	
Минеральная вата	600	0,05	0,13	200
Изоляция:				
из минеральной ваты	400	0,06	0,17	200
из непрерывного стекловолокна	450	0,06	0,13	170*
из штапельного стекловолокна	180	0,05	0,12	75*
Изделия:				
совелитовые	500	0,08	—	400*
вулканитовые	600	0,085	—	400*
известково-кремнеземистые	600	0,065	—	225*
Монолитные:				
армопенобетон	150	0,1	0,16	400
битумоперлит	150	0,09	—	350
асфальтокерамзитобетон	150	0,12	—	750
пенобетон	400	0,12	0,16	400
фторопласт	150	0,06	—	120
Самоспекающийся асфальтоизол	150	0,1	—	750
Плиты торфяные	100	0,065	0,09	220*

* Максимальное значение.

сплавов, сталь тонколистовая кровельная и оцинкованная, оболочки гофрированные, металлопласты и др.); 2) **на основе синтетических полимеров** (стеклотекстолит конструкционный, стеклопластик рулонный, армипластмассовые материалы и др.); 3) **на основе природных полимеров** (рубероид, стеклорубероид, толь, пергамин кровельный и др.); 4) **минеральные** (стеклоцемент, листы асбоцементные плоские и волнистые, штукатурка асбоцементная и др.); 5) **дублированные фольгой** (фольга алюминиевая дублированная, фольгоизол и др.).

В качестве противокоррозионных и гидроизоляционных покрытий используются покрытия барьерного и протекторного типов — полимерные, металлизационные, силикатные и органосиликатные, а также защитные покрытия на битумном вяжущем.

Для бесканальной конструкции теплопроводов следует применять материалы со средней плотностью не более 600 кг/м^3 и теплопроводностью не более $0,13 \text{ Вт/(м}^\circ\text{C)}$. Конструкция тепловой изоляции при этом должна обладать прочностью на сжатие не менее $0,4 \text{ МПа}$. Расчетные технические характеристики материалов, применяемых для изоляции трубопроводов при бесканальной прокладке, представлены в табл. 6.10.

На рис. 6.28, 6.29 представлено несколько вариантов традиционных промышленных конструкций теплопроводов [9].

Пенобетонная изоляция представляет собой легкий изоляционный материал, получаемый путем приготовления пеномассы и последующего отверждения ее в кассетном автоклаве при давлении пара $8\text{--}10 \text{ кгс/см}^2$ в течение $11\text{--}14 \text{ ч}$.

Таблица 6.10

Расчетные технические характеристики материалов, применяемых для изоляции трубопроводов при бесканальной прокладке

Материал	Условный проход трубопровода, мм	Средняя плотность ρ , кг/м^3	Теплопроводность сухого материала λ , $\text{Вт/(м}^\circ\text{C)}$, при 20°C	Максимальная температура вещества, $^\circ\text{C}$
Армопенобетон	150—800	350—450	0,105—0,13	150
Битумоперлит	50—400	450—550	0,11—0,13	130*
Битуможермазит	До 500	600	0,13	130*
Битумовермикулит	До 500	600	0,13	130*
Пенополимербетон	100—400	400	0,07	150
Пенополиуретан	100—400	60—80	0,05	120
Фенольный поропласт				
ФП монолитный	До 1000	100	0,05	150

* Допускается применение до температуры 150°C при качественном методе отпуска теплоты.

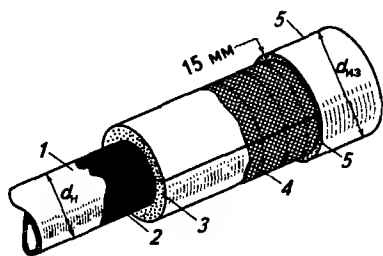


Рис. 6.28. Подвесная теплоизоляционная конструкция

1 – труба; 2 – антикоррозионное покрытие; 3 – мат из минеральной ваты; 4 – стальная сетка; 5 – асбестоцементная штукатурка

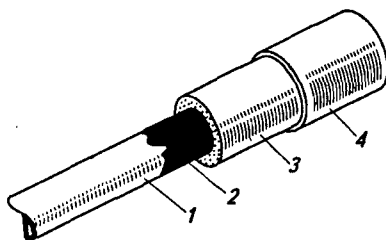


Рис. 6.29. Теплоизоляционная конструкция с битумоперлитной изоляцией

1 – труба; 2 – антикоррозионное покрытие; 3 – битумоперлит; 4 – гидрозащитное покрытие из стеклоткани по лаку

Учитывая значительную хрупкость пенобетонной изоляции, ее армируют спиральным каркасом, располагаемым в наружной трети толщины изоляции.

После автоклава сушку пенобетона производят горячими газами при $t = 200\text{ }^{\circ}\text{C}$ в течение суток.

Такая конструкция получила широкое применение в прокладке распределительных и дворовых сетей.

Начиная с 1970-х годов в Подмоскowie (Дмитровские и Владимирские теплосети) стали применять пенополиуретановую (ППУ) изоляцию трубопроводов теплосети, изготавливаемую первоначально примитивным способом, вручную, в ремонтно-заготовительных мастерских.

Предварительно очищенную от окалины стальную трубу укладывали в корытообразный желоб (разрезанная вдоль труба большего диаметра) и закрывали таким же желобом сверху, затем в образовавшийся кольцевой зазор заливали под уклоном жидкий полимерный состав, состоящий из смеси смолы «полиизоционата» (компонент «А») и отвердителя – «полиола» (компонент «Б»). Этот состав в течение нескольких минут, реагируя, вспенивался, заполняя весь объем, затем застывал и превращался в пористую губчатую массу с закрытыми порами. В зависимости от выбранных пропорций компонентов удавалось получать изоляцию различной плотности – от мягкой структуры – поролона, до камнеподобной твердой губчатой массы, прочно схватывающихся с металлической поверхностью трубы. После завершения экзотермической реакции смеси компонентов и остывания конструкции желоба снимались и изолированная таким образом труба шла в монтаж.

Описанная ручная технология легла в основу заводской с той разницей, что вместо самодельных коробов на заводах стали при-

менять оболочки трубчатого типа из специально обработанного — экструдированного (для лучшего сцепления с пористой массой ППУ) полиэтилена или тонкостенных металлических труб. Улучшился также процесс предварительной механической очистки (до металлического блеска) наружной поверхности основной трубы и установлен входной и выходной заводской контроль качества продукции.

Основной трудностью в изготовлении такой изоляции до настоящего времени является острый дефицит исходных компонентов, так как отечественная химическая промышленность не в состоянии обеспечить потребности народного хозяйства (промышленности, транспорта, энергетики, ВПК) и их приходится закупать по дорогим ценам за рубежом. Это отражается и на цене пенополиуретановой изоляции.

Несмотря на это, в стране начали развиваться современные заводские технологии, учитывающие как отечественный, так и зарубежный опыт изоляции труб и оборудования с применением ППУ.

Современная производственная база (ЗАО «МосФлоулайн»), предоставленная российской стороной, была запроектирована и укомплектована ведущими западно-европейскими фирмами с учетом действующих на рынке технологий. Технологическое оборудование позволяет выпускать 2400 м изолированной трубы и 60 шт. изолированных фасонных изделий в сутки. Продукция выпускается двух видов: в полиэтиленовой оболочке для подземной прокладки и в оцинкованной металлической оболочке для надземной прокладки тепловых сетей [56].

Для трубопроводов горячего и холодного водоснабжения в качестве рабочей трубы применяют оцинкованные трубы $d_y = 32\text{--}219$ мм. Сборка оцинкованных фасонных изделий в заводских условиях выполняется цинконеразрушающим методом — пайкой.

Для тепловых сетей поставляется продукция диаметром 32–1220 мм со всеми фасонными изделиями. ЗАО «МосФлоулайн» — пока единственное отечественное предприятие, обеспечивающее полный спектр сервисных услуг от проектирования до сдачи в эксплуатацию и выдачи 5-летней гарантии на заводские элементы, работу по изоляции стыков и работоспособность системы оперативно-дистанционного контроля (ОДК) трубопроводов. Это пример освоения и внедрения новых технологий XXI в.

На рис. 6.30 и 6.31 показаны готовые изделия теплоизолированных трубопроводов ЗАО «МосФлоулайн», которые представляют собой жесткую конструкцию типа «труба в трубе», состоящую из стальной (рабочей) трубы, изолирующего слоя из жесткого пе-



Рис. 6.30. Конструкция ППУ – изоляции трубопровода по технологии ЗАО «Мос-Флоулайн»



Рис. 6.31. Теплоизолированные ППУ трубы для бесканальной (в полиэтиленовой оболочке) и надземной прокладки тепловых сетей (в металлической оболочке)

нополиуретана (ППУ) и внешней защитной оболочки из полиэтилена низкого давления или оцинкованной стали.

Примечание. У пенополиуретановой изоляции есть существенный недостаток, о котором нужно всегда помнить – этот органический материал горюч и в процессе горения его выделяются сильнодействующие ядовитые вещества (СДЯВ), которые при пожарах являются основной причиной гибели людей. Поэтому в подземных конструкциях тепловых сетей с ППУ изоляцией через каждые 300 м в тепловой изоляции устраивают негорючие вставки из минеральной изоляции.

6.6. Абонентские установки теплового потребления. Классификация тепловых нагрузок

6.6.1. Присоединение потребителей к тепловым сетям

Присоединение потребителей к тепловым сетям завершает построение единой трехзвенной технологической цепочки, называемой системой централизованного теплоснабжения (СЦТ). Источники теплоснабжения и транспортные звенья – тепловые сети – суть только подготовительные элементы к основному процессу – коммунальному тепловому потреблению энергии в абонентских установках потребителя.

Теплопотребляющая энергоустановка (ТПЭ) — тепловая энергоустановка или комплекс устройств, предназначенных для использования теплоты и теплоносителя на нужды отопления, вентиляции, кондиционирования, горячего водоснабжения и технологические цели.

Наиболее полное удовлетворение запросов потребителя с наименьшими издержками (измеренное в цене на 1 Гкал), выраженных им в договоре о теплоснабжении с теплоснабжающей организацией, и является конечной целью всего многотрудного процесса СЦТ. Договору придается статус документа о купле-продаже.

Все многообразие коммунального теплового потребления сводится к удовлетворению следующих основных видов тепловых нагрузок: 1) сезонных — отопления и вентиляции, непосредственно связанных с климатом поселения; 2) горячего водоснабжения, почти не зависящего от климатических условий; 3) технологических — слабо зависящих от климатических условий, практически постоянных.

Соотношение этих нагрузок определяется назначением объекта теплоснабжения:

- для жилых и общественных зданий в холодный период года преобладающими будут нагрузки отопления, вентиляции и горячего водоснабжения, в теплый период года — только горячее водоснабжение;

- для промышленных, транспортных, сельскохозяйственных предприятий — технологические функции, вентиляция и горячее водоснабжение.

Конкретные их значения определяются размерами, функциональным назначением и параметрами объекта теплоснабжения или производства. На каждый вид теплового потребления в стране установлены конкретные государственные, технологические нормативы и социальные стандарты, составлены методики их определения, учета и отчетности, оценки энергетической эффективности (энергетические паспорта зданий, предприятия, производства и т.д.) [55].

Они во многом определяются уровнем благоустройства жилищ, нормативами жилой площади, социальным укладом и основным видом занятости населения, развитием градостроительной и промышленной инфраструктуры и климатом поселения и др.

В Московской теплосети, например, расчетная тепловая нагрузка сетей [11] распределяется по видам потребления (в %) следующим образом (при $t = -26\text{ }^{\circ}\text{C}$):

Отопление	67
Вентиляция	16
Горячее водоснабжение	17
Итого	100

В суммарном же годовом потреблении тепловой энергии доля горячего водоснабжения достигает примерно 50% (за счет круглогодичного пользования системами ГВС).

Абонентский ввод — комплекс оборудования, с помощью которого системы отопления, вентиляции, кондиционирования воздуха, а также технологические установки промышленных зданий присоединяются к тепловым сетям.

Абонентским вводом заканчиваются тепловые сети системы ЦТ и начинаются местные системы теплового потребления.

В тепловых пунктах абонентов предусматривается размещение оборудования, арматуры, приборов контроля, управления и автоматизации, посредством которых осуществляются следующие основные функции [17]:

- преобразование вида теплоносителя или его параметров;
- контроль параметров теплоносителя;
- регулирование расхода теплоносителя и распределение его по системам потребления теплоты (через распределительные сети в ЦТП или непосредственно в системы ИТП);
- отключение систем потребления теплоты;
- защита местных систем от аварийного повышения параметров теплоносителя;
- заполнение и подпитка систем потребления теплоты;
- учет тепловых потоков, расходов теплоносителя и конденсата;
- сбор, охлаждение, возврат конденсата и контроль его качества;
- аккумулирование теплоты и теплоносителей;
- водоподготовка для систем ГВС.

В тепловом пункте в зависимости от его назначения и конкретных условий присоединения потребителей могут осуществляться все перечисленные функции или только их часть. Приборы контроля параметров теплоносителя и учета расходов теплоты следует предусматривать во всех тепловых пунктах. Во многих случаях на вводах тепловых пунктов обозначаются юридические (договорные) границы ответственности участвующих в СЦТ сторон.

Тепловой пункт — комплекс устройств, расположенный в обособленном помещении, состоящий из элементов тепловых энергоустановок, обеспечивающих присоединение этих установок к тепловой сети, их работоспособность, управление режимами теплопотребления, трансформацию, регулирование параметров теплоносителя.

Подсчет показывает, что число возможных сочетаний схем абонентских присоединений к закрытым и открытым теплосетям

водяных и паровых систем ЦТ достигает десятки миллионов вариантов. Ограничимся рассмотрением основных схем присоединения систем отопления, вентиляции и горячего водоснабжения в водяных и паровых системах теплоснабжения.

Некоторые из них уже подробно рассмотрены в главах учебника части I «Отопление». Они касались в основном схем присоединений установок отопления и вентиляции.

Традиционные системы водяного отопления и вентиляции при нормальном качественном регулировании нагрузки характеризуются устойчивыми и стабильными гидравлическими режимами — расходы первичного теплоносителя (сетевой воды) в тепловых сетях мало и плавно изменяются в течение суток и отопительного периода в целом, что благотворно сказывается на температурно-влажностном режиме зданий.

Однако эта стабильность нарушается при совместном присоединении к тепловым сетям установок отопления и вентиляции с установками горячего водоснабжения зданий, особенно она заметна при введении температурных ограничений потребителей (несоблюдении температурного графика).

6.6.2. Особенности нагрузки горячего водоснабжения

Нагрузка горячего водоснабжения жилых и общественных зданий имеет ярко выраженный «холерический», пикообразный характер, резко изменяющийся по часам в течение суток и по дням недели, что иллюстрируется рис. 6.32 и 6.33.

Кроме того, в отдельные периоды года, накануне светских и религиозных праздников, а также в моменты изменения социального уклада жизни горожан — в конце мая и в конце августа (время начала и возвращения из отпусков) нагрузка становится превалирующей и срывы в теплоснабжении в эти периоды вызывают возмущение граждан. Поэтому при разработке эксплуатационных графиков теплоснабжения этот фактор необходимо учитывать самым серьезным образом — перенести или отложить ремонтные и другие виды работ на теплоисточниках, теплосетях или абонентских системах на другое время.

Как следует из этих рисунков, пиковые часовые нагрузки ГВС в благоустроенных жилых домах (с ванными) в 2,5–3,5 раза превышают среднечасовые, а секундные пики могут превышать их в десятки раз.

И чем больше абсолютная величина этой нагрузки, тем сильнее ее возмущающее влияние (через расходы сетевой воды!) на отопительно-вентиляционные системы, режимы их работы, осо-



Рис. 6.32. Суточный график расхода горячей воды в жилом доме



Рис. 6.33. График потребления горячей воды по часам суток и дням недели

бенно в открытых схемах построения СЦТ. Поэтому совместное присоединение этих установок должно отвечать определенным схемным и режимным требованиям.

Среди последних определяющее значение имеет величина температуры обратной сетевой воды, возвращающейся на ТЭЦ, — чем она ниже (тем более эффективно будет использоваться энтальпия — теплосодержание пара в подогревателях станции), тем выше будет коэффициент полезного использования топлива, тем ниже расходы сетевой воды и затраты энергии на перекачку теплоносителя.

В соответствии со вторым законом термодинамики это выглядит так: все термодинамические процессы осуществляются на температурном перепаде $T_1 - T_2$, а абсолютный термический коэффициент полезного действия определяется по формуле:

$$\eta = (T_1 - T_2) / T_1, \quad (6.6)$$

где T_1 — температура рабочего тела в начале процесса-цикла, °С;
 T_2 — температура рабочего тела в конце процесса-цикла, °С.

Эта закономерность предопределила практическое развитие теплоэнергетических установок во всем мире — стремление поднять температуру T_1 как можно выше и опустить T_2 как можно ниже. Но если понижение T_2 снизу ограничено значениями температуры окружающей нас природной среды, то повышение T_1 всегда было связано с успехами развития термостойкого материаловедения и энергетического машиностроения, что постоянно сопутствовало советской энергетике.

Эту тенденцию можно проследить на примере развития отечественной теплофикации. Так первые теплофикационные установки в стране проектировались на температурный перепад теплоносителя 110–70 °С (расход теплоносителя — 25 т/ч на 1 Гкал), затем в послевоенные годы перешли на график 130–70 °С (соответственно — 16,7 т/ч на 1 Гкал), а начиная с 1960-х годов — с появлением новых прямоточных паровых котлов высокого давления, пиковых водогрейных котлов и мощных теплофикационных турбин — на график 150–70 °С (соответственно — 12,5 т/ч на 1 Гкал). В 1980–1990 гг. уже обсуждался вопрос перевода крупных теплофикационных систем на график 180–190–70 °С (соответственно — 9–8,3 т/ч на 1 Гкал).

Стремление поднять энергетическую эффективность теплофикации непосредственно отразилось не только на технологическом построении и развитии самих ТЭЦ и тепловых сетей от них, но и потребовало разработки и внедрения энергоэффективных схем тепловых пунктов и собственно абонентских систем теплоснабжения, конечной целью которых было желание понизить величину T_2 в сети и уменьшить расход сетевой воды. Контроль за этими параметрами со стороны работников теплосети АО-энерго, Госэнергонадзора и абонента-потребителя становится и является до сих пор одной из приоритетных задач.

Первые абонентские присоединения (вплоть до 1960-х годов) выполнялись по параллельной схеме, как правило, гидравлически связанной с основными тепловыми сетями (рис. 6.35). Гидравлический водоструйный элеватор позволял понижать в расчетных условиях температуру сетевой воды с 110–130 °С до 95 °С (необходимой для системы отопления). Схема теплового пункта получалась простой и удобной в монтаже, здесь не было вращающихся механизмов, практически не требовалось постоянного обслуживания. Системы отопления промышленных зданий, а также калориферы вентиляционных систем присоединялись с подачей в них перегретой воды напрямую, без подмешивания.

Сложнее обстояло дело с установками ГВС. Здесь долгое время не могли разработать регуляторы температуры горячей воды,

поступающей из кожухотрубного теплообменника в систему горячего водопровода потребителя — не было регуляторов расхода и давления сетевой воды, отсутствовал чувствительный элемент системы — датчик температуры горячей воды. Температура T_2 обратной сетевой воды была высокой, особенно в ночные часы, когда горячий водоразбор в жилых зданиях практически прекращался, а расход сетевой воды через теплообменник, несмотря на это, — продолжался (подающая сетевая вода без охлаждения перетекала в обратную линию и повышала ее температуру).

Положение существенно изменилось к лучшему с выпуском с середины 1970-х годов отечественной промышленностью автоматических регуляторов давления и расхода, реле давлений и температуры с широкими диапазонами и пределами регулирования, с появлением новых конструкций секционных скоростных водо-водяных и пароводяных кожухотрубных и емкостных подогревателей, первых вакуум-деаэрационных установок, водомеров и теплосчетчиков и др.

Первоначально тепловые пункты размещали или в подвальной части зданий, или на первых этажах, позже — в пристроенных помещениях.

6.6.3. Принципиальные схемы центральных тепловых пунктов (ЦТП)

В связи с массовым жилищным строительством возникла необходимость сооружения укрупненных, центральных тепловых пунктов (ЦТП), для которых отводились специальные земельные участки, как правило, в центре жилых микрорайонов. В закрытых системах теплоснабжения тепловую мощность такого ЦТП на микрорайон или группу зданий рекомендуется принимать от 12 до 35 МВт (по сумме максимального теплового потока на отопление и среднечасового потока на горячее водоснабжение).

Со временем в ЦТП стали размещать не только теплоэнергетическое оборудование, но и водопроводное, насосное противопожарное, электротехническое и низковольтное оборудование, проводя диспетчеризацию и превратив их в энергетические центры обслуживания населения. При этом, после ЦТП прокладывались четырех-, шести-, восьмитрубные распределительные тепловые сети к зданиям, а часто и водопроводные, противопожарные и другие линии и коммуникации. Понятие ЦТП расширилось [50].

ЦТП — пункт подключения систем тепловодоснабжения микрорайона к распределительным сетям городской тепловой сети и водопровода и управления системами отопления, вентиляции и водоснабжения зданий.

Несмотря на сложность и насыщенность коммуникациями дворовых разводов, это в целом повысило эффективность и культуру инженерного благоустройства городов и поселков, позволило установить дистанционный контроль и управление процессами энергоснабжения, исключило тепловое, шумовое и электромагнитное воздействие на человека, что неизбежно сопутствовало индивидуальным тепловым пунктам и местным установкам.

Системы горячего водоснабжения при закрытой системе теплоснабжения присоединяют через скоростные секционные водо-водяные подогреватели (рис. 6.34).

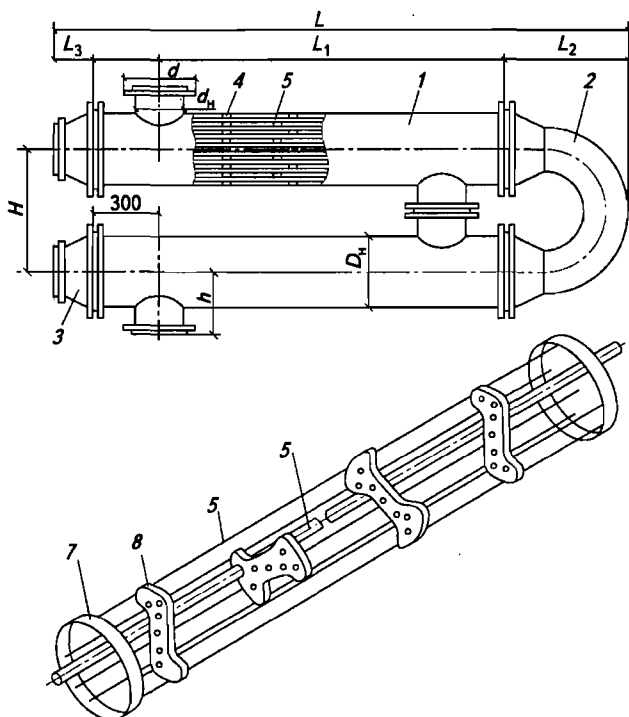


Рис. 6.34. Общий вид горизонтального секционного кожухотрубного водоподогревателя (ВВП) с опорами-турбулизаторами по ГОСТ 27590

1 – секция ВВП; 2 – калач; 3 – переход; 4 – блок опорных перегородок; 5 – трубки; 6 – перегородка опорная; 7 – кольцо; 8 – пруток

Каждый из них состоит из нескольких последовательно включенных секций, в которых происходит противоток сетевой и водопроводной воды. Для возможности очистки трубок от накипи и загрязнений нагреваемая водопроводная вода подается в трубки, а сетевая протекает в межтрубном пространстве.

Определяющим критерием для выбора схем присоединения водоподогревателей горячего водоснабжения в закрытых системах ЦТ было принято соотношение максимальных нагрузок горячего водоснабжения $Q_{\text{ГВС}}^{\text{макс}}$ и отопления $Q_o^{\text{макс}}$.

Так при их соотношении:

$$Q_{\text{ГВС}}^{\text{макс}} / Q_o^{\text{макс}} \leq 0,2 \quad (6.7)$$

применяют одноступенчатую последовательную схему с предвключенным или параллельно включенным подогревателем (детские сады, административные и общественные здания с небольшой нагрузкой ГВС, рис. 6.35);

$$0,2 < Q_{\text{ГВС}}^{\text{макс}} / Q_o^{\text{макс}} < 1,0 \quad (6.8)$$

применяют двухступенчатые смешанные или последовательные схемы (жилые микрорайоны, небольшие промпредприятия и др.). В этих схемах подогреватель ГВС разделен на две ступени, в каждой из которых обычно содержится по три-шесть секций (рис. 6.36);

$$Q_{\text{ГВС}}^{\text{макс}} / Q_o^{\text{макс}} > 1,0 \quad (6.9)$$

применяют одноступенчатую параллельную схему (в банях, прачечных, крупных гостиницах и промышленных предприятиях с сосредоточенной нагрузкой ГВС, рис. 6.35).

При открытой системе теплоснабжения местная разводка горячего водоснабжения присоединяется через автомат-смеситель к подающему и обратному трубопроводам тепловой сети (рис. 6.37).

При закрытой и открытой схемах теплоснабжения системы горячего водоснабжения жилых зданий присоединяются без баков-аккумуляторов горячей воды.

В банях, прачечных, крупных гостиницах и на промышленных предприятиях с сосредоточенной нагрузкой ГВС, как правило, устанавливают такие баки.

Бак-аккумулятор горячей воды (БАГВ) — емкость, предназначенная для хранения горячей воды в целях выравнивания суточного графика расхода воды в системах теплоснабжения, а также для создания и хранения запаса подпиточной воды на источниках теплоты.

Рассмотрим наиболее часто встречающиеся схемы присоединения абонентских систем отопления и горячего водоснабжения (рис. 6.35–6.37).

Схема, представленная на рис. 6.35, применяется при отсутствии регуляторов расхода теплоты на отопление (как правило, в

групповых и квартальных котельных мощностью менее 35 МВт), стабилизация расхода воды на отопление достигается регулятором перепада давлений (поз. 4).

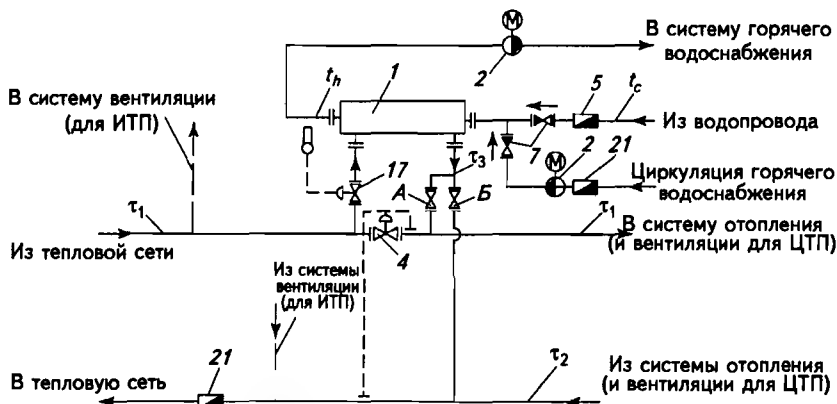


Рис. 6.35. Одноступенчатая предвключенная (А – открыта, Б – закрыта) или параллельно включенная (А – закрыта, Б – открыта) схема присоединения водоподогревателей ГВС с зависимым присоединением систем отопления при отсутствии регуляторов расхода теплоты на отопление и теплосчетчика в ЦТП и ИТП в закрытых СЦТ

1 – ВВП; 2 – повысительно-циркуляционный насос ГВС (пунктиром – циркуляционный насос); 3 – регулирующий клапан с электроприводом; 4 – регулятор перепада давлений (прямого действия); 5 – водомер холодной воды; 6 – регулятор подачи теплоты на отопление, ГВС и ограничения максимального расхода сетевой воды на ввод; 7 – обратный клапан; 8 – корректирующий подмешивающий насос; 9 – теплосчетчик; 10 – датчик температуры; 11 – датчик расхода воды; 12 – сигнал ограничения максимального расхода воды из тепловой сети на ввод; 13 – датчик давления воды в трубопроводе; 14 – регулятор ограничения максимального расхода воды на ввод (прямого действия); 14а – датчик расхода воды а виде сужающего устройства (камерная диафрагма); 15 – регулятор подачи теплоты на отопление; 16 – задвижка, нормально закрытая; 17 – регулятор подачи теплоты на ГВС (прямого действия); 21 – водомер горячеводный; А и Б – задвижки переключений

Примечание. Экспликация приведена для рис. 6.35, 6.36 и 6.38.

Когда нагрузка ГВС существенно превышает отопительную, подогреватели горячего водоснабжения устанавливают на тепловом пункте по так называемой одноступенчатой параллельной схеме, при которой подогреватель горячего водоснабжения присоединяется к тепловой сети параллельно системе отопления.

Постоянство температуры водопроводной воды в системе горячего водоснабжения на уровне 55–60 °С поддерживается регулятором температуры РПД прямого действия, который воздействует на расход греющей сетевой воды через подогреватель. В ряде случаев у абонента устанавливаются баки-аккумуляторы горячей воды.

При параллельном включении расход сетевой воды равен сумме ее расходов на отопление и горячее водоснабжение. При последовательной схеме он равен только ее расходу на отопление. Тепловая нагрузка горячего водоснабжения при этом покрывается частичным охлаждением сетевой воды, поступающей в систему отопления.

В смешанной схеме первая ступень подогревателя ГВС включена последовательно с системой отопления на обратной линии сетевой воды, а вторая ступень присоединена к тепловой сети параллельно с системой отопления. При этом предварительный подогрев водопроводной воды происходит за счет охлаждения сетевой воды после системы отопления, что уменьшает тепловую нагрузку второй ступени и снижает общий расход сетевой воды на горячее водоснабжение.

Начиная с 1980-х годов, в связи со строительством зданий повышенной этажности (12 этажей и больше) и ужесточением требований к надежности теплоснабжения стали развиваться так называемые изолированные схемы присоединения систем отопления с помощью водо-водяных подогревателей.

Циркуляция воды в таких системах отопления осуществляется специальным циркуляционным насосом, а гидравлический режим становится изолированным от режима в тепловой сети. Ограничение максимально допустимого в обратной линии теплосети пьезометрического напора в 0,6 МПа (60 м вод. ст.) при этом снимается, что повышает ее маневренные возможности и надежность теплоснабжения в целом.

Подпитку такой изолированной системы производят за счет сетевой воды под давлением в трубопроводах тепловой сети. Статический режим ее в этом случае поддерживается уровнем воды в закрытом расширительном сосуде системы отопления (рис. 7.1).

Еще в 1954 г. проф. Е.Я. Соколовым была предложена схема двухступенчатого последовательного подогрева воды для горячего водоснабжения [43].

В двухступенчатой последовательной схеме обе ступени подогревателя ГВС включены последовательно с системой отопления: первая ступень — после системы отопления, вторая — до системы отопления (рис. 6.36, 7.1). Регулятор расхода, установленный параллельно второй ступени подогревателя, поддерживает постоянным суммарный расход сетевой воды на абонентский ввод независимо от расхода сетевой воды на вторую ступень подогревателя. В часы максимальных нагрузок ГВС вся или большая часть сетевой воды проходит через вторую ступень подогревателя, охлаждается в ней и поступает в систему отопления с температурой, ниже тре-

буемой. При этом система отопления недополучает теплоту. Этот недоотпуск теплоты в систему отопления компенсируется в часы малых нагрузок горячего водоснабжения, когда температура сетевой воды, поступающей в систему отопления, выше требуемой при этой наружной температуре. Для этого теплоснабжающим организациям пришлось разработать и ввести в практику регулирования так называемый повышенный температурный график отпуска теплоты по совмещенной нагрузке отопления и горячего водоснабжения.

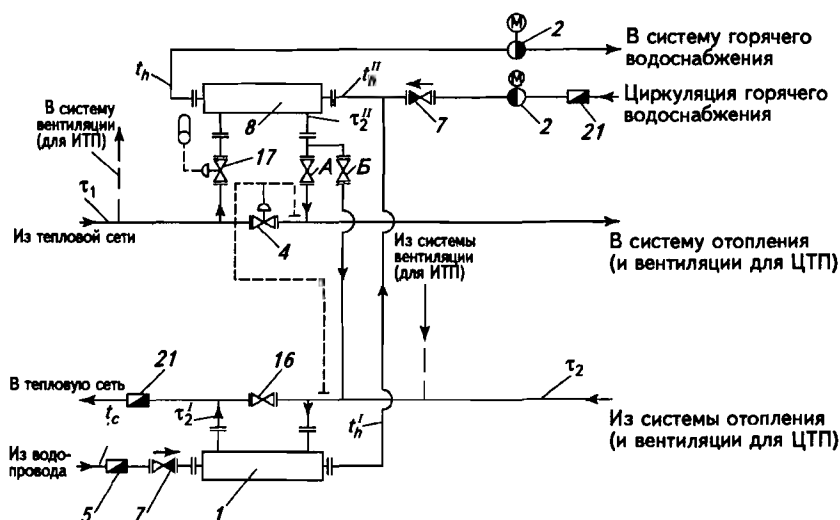


Рис. 6.36. Двухступенчатая последовательная схема присоединения ВВП ГВС с зависимым присоединением систем отопления при отсутствии регуляторов расхода теплоты на отопление в ЦТП и ИТП в закрытых СЦТ
1–21 – см. рис. 6.35

В двухступенчатой последовательной схеме суммарный расход сетевой воды меньше, чем в смешанной схеме, благодаря тому, что в ней используется не только теплота сетевой воды после системы отопления, но и теплоаккумулирующая способность зданий. Поэтому двухступенчатая схема со смешанным включением подогревателей в настоящее время применяется реже последовательной. Снижение расходов сетевой воды способствует снижению удельной стоимости наружных тепловых сетей.

Зависимость расходов сетевой воды на ИТП при различных схемах присоединения подогревателей ГВС и максимальной нагрузке горячего водоснабжения показана на рис. 6.37 [15].

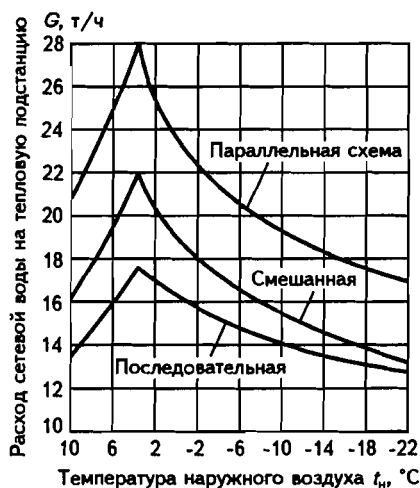


Рис. 6.37. Расходы сетевой воды на ИТП при различных схемах присоединения подогревателей горячего водоснабжения и максимальной нагрузке горячего водоснабжения. Температурный график отопительный. Расчетная нагрузка отопления $Q_o = 1,16$ МВт (1 Гкал/ч) при $t_n = -22$ °C; нагрузка ГВС: средняя $Q_{\text{ГВС}}^{\text{ср}} = 0,364$ МВт (0,314 Гкал/ч); максимальная $Q_{\text{ГВС}}^{\text{макс}} = 0,728$ МВт (0,628 Гкал/ч).

Как следует из рисунка, наибольшие расходы сетевой воды отмечаются при параллельной схеме, а наименьшие при последовательной схеме включения подогревателей ГВС.

Горячее водоснабжение в открытых СЦТ должно присоединяться к подающему и обратному трубопроводам двухтрубных водяных тепловых сетей через регулятор смешения воды (рис. 6.38) для подачи в систему ГВС воды заданной температуры. Отбор воды для ГВС из трубопроводов и приборов систем отопления не допускается. Циркуляционный трубопровод системы ГВС рекомендуется присоединять к обратному трубопроводу тепловой сети после отбора воды в систему ГВС (схема *а*), при этом на трубопроводе между местом отбора воды и местом подключения циркуляционного трубопровода должна предусматриваться диафрагма, рассчитанная на гашение напора, равного сопротивлению системы ГВС в циркуляционном режиме.

При давлении в обратном трубопроводе теплосети, недостаточном для подачи воды в систему ГВС, на трубопроводе после регулятора смешения следует предусматривать повысительно-циркуляционный насос (рис. 6.38, *б*), при этом установка диафрагмы не требуется.

Устройство индивидуальных тепловых пунктов (ИТП) обязательно в каждом жилом и общественном здании независимо от

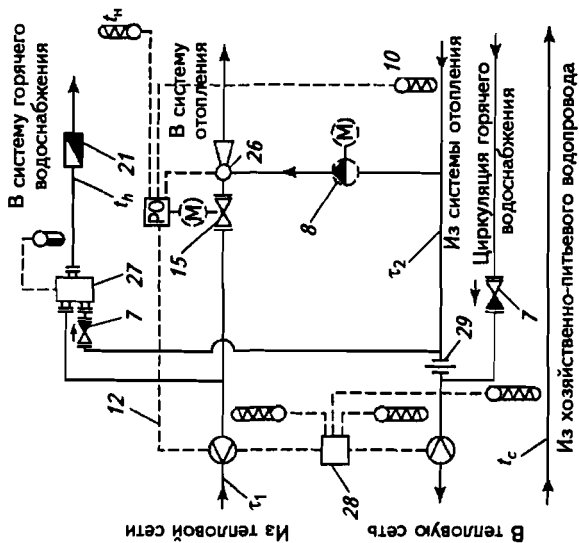
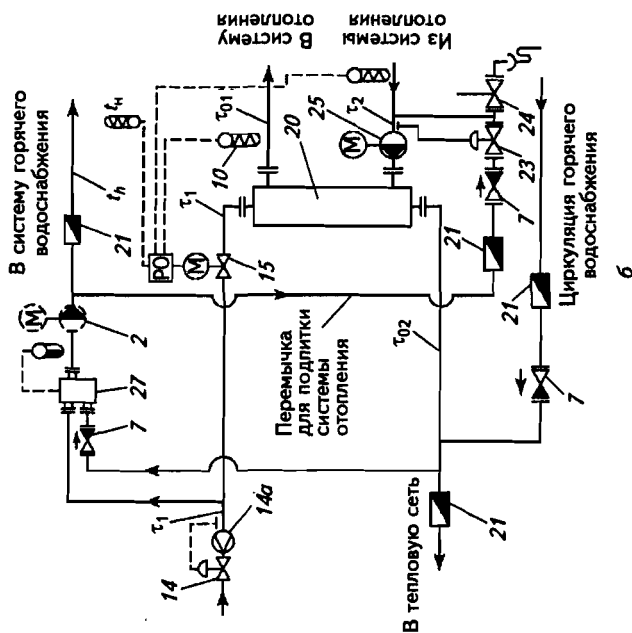


Рис. 6.38. Схемы присоединения систем ГВС и отопления при зависимом (а) присоединении систем отопления через элеватор (пунктиром – циркуляционным насосом) с учетом теплоты по тепломеру и независимом (б) – с учетом теплоты по водомеру в отключенных системах ЦТ

1–21 – см. рис. 6.35, 6.36; 23 – регулятор подпитки; 24 – предохранительный клапан; 25 – циркуляционный насос отопления; 26 – водоструйный элеватор; 27 – регулятор смешения горячей воды; 28 – тепломер двухточечный трехточечный; 29 – дроссельная диафрагма



наличия ЦТП, при этом в ИТП предусматриваются только те функции, которые необходимы для присоединения систем потребления теплоты данного здания и не предусмотрены в ЦТП.

ИТП – пункт подключения систем отопления, вентиляции и водоснабжения здания к распределительным сетям системы тепловодоснабжения микрорайона.

При теплоснабжении от котельных мощностью 35 МВт и менее рекомендуется предусматривать в зданиях только ИТП. На каждый тепловой пункт должен составляться технический паспорт.

В промышленных зданиях проектируют только ЦТП. Двухступенчатая смешанная схема ЦТП промышленного предприятия аналогична представленной на рис. 6.36.

Промышленные потребители с паровой нагрузкой могут присоединяться к паровым теплосетям как по зависимой схеме — с непосредственной подачей пара в системы теплопотребления с изменением или без изменения параметров пара, так и по независимой схеме — через пароводяные подогреватели. Использование для целей ГВС паровых водонагревателей барботажного типа не разрешается.

В промышленных ЦТП допускаются устройства закрытых систем сбора и возврата конденсата, а также использование теплоты конденсата для собственных нужд предприятия.

Подбор оборудования системы сбора конденсата (трубопроводы, арматура, баки, насосы, редуccionные и охладительные устройства и др.) должен производиться в соответствии с требованиями нормативных документов.

Приведенные схемы присоединения потребителей теплоты к тепловым сетям не охватывают всех возможных вариантов. Могут применяться и другие схемы присоединения, обеспечивающие минимальные расходы воды в тепловых сетях, экономию теплоты за счет применения регуляторов расхода и ограничителей максимального расхода сетевой воды, корректирующих насосов или элеваторов с автоматическим регулированием, снижающих температуру воды, поступающей в системы отопления, вентиляции и кондиционирования воздуха.

6.7. Расчеты тепловых потоков систем ГВС и промышленных предприятий

В главе 2 учебника приведены расчеты тепловых нагрузок систем отопления и вентиляции зданий с учетом бытовых и солнечных тепловыделений.

Рассмотрим тепловые схемы и потоки-нагрузки систем горячего водоснабжения жилых и общественных зданий, а также тепловые нагрузки промышленных и сельскохозяйственных предприятий.

6.7.1. Схемы трубопроводов и тепловые нагрузки систем горячего водоснабжения жилых и общественных зданий

Системы холодного (ХВС), горячего водоснабжения (ГВС) и канализации зданий и сооружений (наряду с системами отопления, вентиляции и кондиционирования) формируют внутренние санитарно-технические устройства и должны обеспечивать подачу холодной и горячей воды и отведение сточных вод, соответствующие расчетному числу водопотребителей через установленные санитарно-технические приборы и устройства в них.

Система горячего водоснабжения — совокупность устройств, обеспечивающих нагрев холодной воды и распределение ее по водоразборным приборам.

Системы ГВС подразделяют на централизованные и местные (децентрализованные). В централизованных системах одна водонагревательная установка в ЦТП обслуживает горячей водой одно или несколько крупных зданий в пределах жилого микрорайона, квартала или поселка. Схемы ЦТП и ИТП подробно рассмотрены выше (см. раздел 6.6). Все централизованные системы проектируют с циркуляционными трубопроводами для обеспечения потребителей горячей водой, так как без них при отсутствии водоразбора вода в подающих линиях быстро выстывает и потребитель вынужден сливать ее, теряя при этом воду и теплоту. Кроме того, в системах ГВС устанавливают полотенцесушители, необходимые для сушки белья и обогрева ванных комнат, которые в отсутствие циркуляции работать не могут. Циркуляционные трубопроводы и циркуляционные насосы создают непрерывное движение воды — циркуляцию по замкнутому контуру: теплообменник — подающий трубопровод — водоразборный кран — циркуляционный трубопровод — теплообменник, поддерживая температуру горячей воды у водоразборного крана на уровне 50–60 °С.

В последние годы в зданиях высотой 5 этажей и более часть подающих стояков (например, от 3 до 7 стояков одной секции жилого дома) объединяют в один водоразборный узел, называемый секционным узлом, с единым циркуляционным трубопроводом. На рис. 6.39 показаны некоторые возможные схемы присоединения водоразборных и циркуляционных стояков в жилых домах.

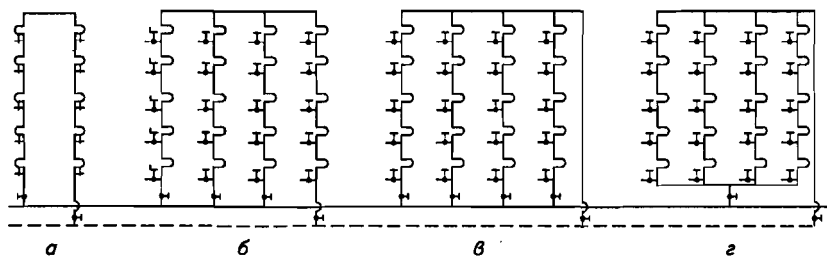


Рис. 6.39. Схемы присоединения водоразборных и циркуляционных стояков
 а – парнозакольцованный стояк; б – секционный узел с циркуляционно-водоразборным стояком; в, г – секционный узел с циркуляционным стояком

В зданиях высотой более 50 м (свыше 16 этажей) систему ГВС делят по вертикали на отдельные зоны с самостоятельными разводками и отдельными стояками для каждой зоны (рис. 6.40), иногда даже с устройством специальных технических этажей. Это связано с ограничением допустимого давления перед водоразборной и водозапорной арматурой до 0,6 МПа.

Местные (тупиковые) системы ГВС устраивают в индивидуальных домах (дачных, коттеджных, заблокированных) или квартирах. Радиус действия их невелик, приготовление горячей воды производят в небольших генераторах теплоты (электрические, газовые водонагреватели, малометражные котлы и т.п.). Весьма часто такой генератор теплоты является общим и для систем отопления, и для системы ГВС (см. раздел 4.6).

Для внутренних трубопроводов холодной и горячей воды СНиП [46] рекомендует применять пластмассовые трубы и фасонные изделия из полиэтилена, полипропилена, поливинилхлорида, полибутилена, металлополимерные, из стеклопластика и других пластмассовых материалов – для всех сетей водоснабжения, кроме самостоятельной сети противопожарного водоснабжения.

Прокладка пластмассовых труб должна осуществляться преимущественно скрытой: в плинтусах, штробах, шахтах и каналах в заливке пола. Допускается открытая прокладка подводок к санитарно-техническим приборам, а также в местах, где исключается механическое повреждение пластмассовых трубопроводов. Подробнее этот вопрос рассмотрен в главе 9.

Для всех сетей внутреннего водопровода допускается применять медные, бронзовые и латунные трубы, фасонные изделия, а также стальные – с внутренним и наружным защитным покрытием от коррозии.

Во избежание быстрого разрушения от внутренней коррозии системы ГВС из металлических труб выполняют из оцинкованных труб, уклон разводящих труб к стоякам не менее 0,002. При

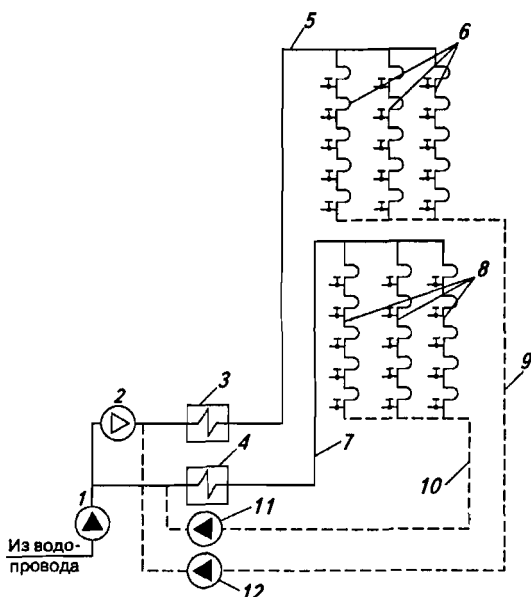


Рис. 6.40. Схема двухзонной системы ГВС высотного здания
 1 – общий повысительный насос холодной воды; 2 – повысительный насос второй зоны; 3 – водонагреватель второй зоны; 4 – водонагреватель первой зоны; 5 – разводящий трубопровод второй зоны; 6 – водоразборные стояки второй зоны; 7 – разводящий трубопровод первой зоны; 8 – водоразборные стояки первой зоны; 9 – циркуляционный трубопровод второй зоны; 10 – циркуляционный трубопровод первой зоны; 11 – циркуляционный насос первой зоны; 12 – циркуляционный насос второй зоны

диаметрах труб более 150 мм и при открытых системах теплоснабжения допускается применение неоцинкованных, черных труб. Соединение труб производят на резьбе или сваркой в среде двуокси углерода. Для компенсации тепловых удлинений используют или естественные повороты труб, или специальные компенсаторы.

Для сельскохозяйственных предприятий допускается применять асбестоцементные трубы.

В системах ГВС и ХВС применяется арматура обычного общепромышленного назначения, рассчитанная на рабочее давление до 0,6 МПа. Запорную арматуру устанавливают на ответвлениях к отдельным зданиям и сооружениям, на ответвлениях к секционным узлам и на ответвлениях от стояков в каждую квартиру. Для ремонта отдельных стояков в их верхних и нижних точках устанавливается запорная арматура с пробками для спуска из стояков воды и впуска в них воздуха.

Все трубопроводы системы ГВС, за исключением квартирных подводок и полотенцесушителей, должны иметь тепловую изоляцию. Толщина теплоизоляционного слоя конструкции должна быть не менее 10 мм, а теплопроводность теплоизоляционного материала — не менее 0,05 Вт/(м·°С).

Для расчета и проектирования расходов воды системами в целом или на конкретном расчетном участке составлены подробные таблицы «Расходов воды и сточных вод санитарными приборами», а также «Нормы расхода воды» у потребителей жилых, административно-общественных и производственных зданий (СНиП 2.04.01-85* «Внутренний водопровод и канализация зданий»). В соответствии с последними норма расхода воды (в литрах на одного жителя), например, в жилом доме квартирного типа с централизованным горячим водоснабжением (с ванными длиной 1500—1700 мм, оборудованными душами) и в жилом доме с повышенными требованиями к их благоустройству (при высоте здания 12 этажей и выше), составляет от 250 до 400 л в сутки (табл. 6.11).

Физиологическая (питьевая) потребность человека составляет от 5 (в спокойном состоянии) до 10 л/сут (при тяжелой физической работе).

Таблица 6.11

**Нормы расхода воды, л, на 1 жителя жилых домов
(выписка из СНиП 2.04.01-85*)**

Расход воды, л на 1 жителя	В жилом доме квартирного типа		В жилом доме с повышенным уровнем благоустройства	
	Общий расход холодной воды	В том числе на горячее водоснаб- жение	Общий расход холодной воды	В том числе на горячее водоснаб- жение
В средние сутки	250	105	360	115
В сутки наибольшего водопотребления	300	120	400	130
В час наибольшего водопотребления	15,6	10	20	10,9

Эти нормы являются самыми большими для жителей европейских городов, для сравнения: в Берлине — 130, в Копенгагене — 135, в Вашингтоне — 190 л/сут на человека.

При разработке проектов для типового строительства расходы холодной и горячей воды определяют с учетом вероятности действия установленных санитарно-технических приборов всех возможных потребителей, количества их, режима работы жилых и

общественных зданий, промышленных предприятий и ряда других (режимов пожаротушения, санитарной уборки города) факторов, используя методы теории вероятности.

Рассмотрим укрупненные нормативы определения тепловых потоков для целей ГВС. Средненедельные расходы — потоки теплоты Q_{hm} на ГВС, Вт (Дж/с), определим по формуле:

$$Q_{hm} = \frac{1,2m(a+b)(55-t_c)c}{24 \cdot 3,6}, \text{ Вт}, \quad (6.7)$$

где a — норма расхода горячей воды с температурой 55°C , кг (л) на 1 чел. в сутки; b — расход горячей воды с температурой 55°C , кг (л), в общественных зданиях, отнесенный к 1 жителю района в сутки (при отсутствии более точных данных рекомендуется принимать $b = 25$ кг (л) на 1 чел. в сутки); m — численность жителей; $c = 4,187$ кДж/(кг·К) — теплоемкость воды; t_c — температура холодной воды, $^\circ\text{C}$ (при отсутствии данных о температуре холодной водопроводной воды ее принимают равной 5°C в отопительный период и 15°C в летний период); 1,2 — коэффициент, учитывающий выстывание горячей воды в абонентских системах ГВС.

Максимальный тепловой поток, Вт, на горячее водоснабжение жилых и общественных зданий определяют по формуле:

$$Q_{h\max} = 2,4 Q_{hm}, \text{ Вт}. \quad (6.8)$$

Средний тепловой поток, Вт, на горячее водоснабжение жилых районов населенных пунктов в неотапливаемый период определяют по формуле:

$$Q_{hm}^s = Q_{hm} \frac{(55-t_c^s)}{(55-t_c)} \cdot \beta, \text{ Вт}, \quad (6.9)$$

где t_c^s — температура холодной (водопроводной) воды в неотапливаемый период (при отсутствии данных принимается равной 15°C); β — коэффициент, учитывающий изменение среднего расхода воды на горячее водоснабжение в неотапливаемый период по отношению к отопительному периоду, принимаемый при отсутствии данных для жилищно-коммунального сектора равным 0,8 (для курортных и южных городов $\beta = 1,5$), для предприятий — 1,0.

Годовые расходы теплоты на горячее водоснабжение жилых и общественных зданий определяются по формуле:

$$Q_{hy} = 86,4 Q_{hm} n_o + 86,4 Q_{hm}^s (n_{hy} - n_o), \text{ кДж}, \quad (6.10)$$

где n_o — продолжительность отопительного периода, сут, соответствующая периоду со средней суточной температурой наружного

воздуха $+8\text{ }^{\circ}\text{C}$ и ниже, принимаемому по СНиП [49]; $n_{\text{гв}}$ – расчетное число суток в году работы системы горячего водоснабжения (при отсутствии данных следует принимать 350 сут).

В качестве примера определим нагрузки ГВС 10-этажного жилого дома, рассмотренного в предыдущих примерах, и поселкового банно-прачечного комбината.

Пример 6.1. Исходные данные: В построенном 10-этажном жилом доме имеется 40 квартир повышенного благоустройства, с числом жителей по 5 чел. в каждой.

Требуется определить средние и максимальные тепловые потоки, а также годовой расход теплоты на горячее водоснабжение жилого дома.

Решение: 1. По формуле (6.7) определим средний тепловой поток на ГВС в сутки наибольшего водопотребления в неотапливаемый период, приняв по таблице 6 расход горячей воды в 130 л/сут с температурой $15\text{ }^{\circ}\text{C}$:

$$q_{\text{ГВС летн}} = 1,2 \cdot 200 \cdot 130 \cdot (55 - 15) \cdot 4,19/24 \cdot 3,6 = 60522,2 \text{ Вт} = 60,5 \text{ кВт}, \text{ примем } 61 \text{ кВт}.$$

2. По формуле (6.8) определим максимальный тепловой поток на ГВС в сутки наибольшего водопотребления в неотапливаемый период:

$$q_{\text{ГВС летн макс}} = 2,4 \cdot 61 = 146,4 \text{ кВт}.$$

3. Аналогично определим средний и максимальный тепловой поток на ГВС в сутки наибольшего водопотребления в отопительный период, приняв $t_{\text{в}} = 5\text{ }^{\circ}\text{C}$:

Средний тепловой поток $q_{\text{ГВС зимн}} = 1,2 \cdot 200 \cdot 130 \cdot (55 - 5) \times 4,19/24 \cdot 3,6 = 75652,8 \text{ Вт} = 75,7 \text{ кВт}$, примем 76 кВт. Максимальный тепловой поток $q_{\text{ГВС зимн макс}} = 2,4 \cdot 75,7 = 181,68 \text{ кВт} = 182 \text{ кВт}$.

4. По формуле (6.10) определим годовые расходы теплоты на ГВС:

$$\begin{aligned} \Sigma Q_{\text{ГВС}} &= Q_{\text{ГВС летн}} + Q_{\text{ГВС зимн}} = 86,4 \cdot 61 \cdot (365 - 213) + \\ &+ 86,4 \cdot 76 \cdot 213 = 801100,8 + 1398643,2 = \\ &= 2199744 \text{ кДж/год} = 524998,6 \text{ ккал/год} = 525 \text{ Гкал/год}. \end{aligned}$$

Пример 6.2. Исходные данные: В рабочем поселке городского типа построен банно-прачечный комбинат в составе бани (шаечное мытье с душевой) пропускной способностью 50 чел/ч и механизированная прачечная производительностью до 600 кг сухого белья в сутки.

Требуется: Определить расходы теплоты на горячее водоснабжение бани и на стирку белья в час, в сутки максимальное водопотребление, в годовом разрезе, приняв для расчета (данные по СНиП):

- норма расхода воды на 1 посетителя общая – 180 л, в том числе горячей воды – 120 л ($65\text{ }^{\circ}\text{C}$);
- норма расхода воды на 1 кг сухого белья общая 75 л, в том числе горячей воды – 25 л ($65\text{ }^{\circ}\text{C}$);
- режим работы 12 ч в сутки, 350 дней в году, коэффициент понижения $\beta = 0,8$.

Решение: Часовой расход теплоты баней, тепловой поток:

$$Q_{б,ч} = 120 \cdot (65 - 5) \cdot 4,19 \cdot 50 \cdot 12/12 = 1\,508\,400 \text{ кДж/ч} = 419 \text{ кВт, примем } 420 \text{ кВт.}$$

Расход теплоты баней в средние сутки водопотребления:

$$Q_{б,с} = 1\,508\,400 \cdot 12 = 18\,100\,800 \text{ кДж} = 4\,320\,000 \text{ ккал} = 4,32 \text{ Гкал.}$$

Годовой расход теплоты баней:

$$\Sigma Q_{б} = Q_{б,зимн.} + Q_{б,летн.} = 419 \cdot 213 \cdot 86\,400 \cdot 0,5 + 419 \cdot 0,8 \cdot (350 - 213) \cdot 86\,400 \cdot 0,5 = (3855,5 + 1983,9) \cdot 10^6 = 5839,4 \cdot 10^6 \text{ кДж} = 1393,6 \cdot 10^6 \text{ ккал} = 1394 \text{ Гкал.}$$

Часовой расход теплоты прачечной, ее тепловой поток:

$$Q_{п,ч} = 25 \cdot 60 \cdot 4,19 \cdot 600/12 = 314\,250 \text{ кДж/ч} = 87,3 \text{ кВт, примем } 88 \text{ кВт.}$$

Расход теплоты прачечной в средние сутки водопотребления:

$$Q_{п,сут} = 314\,250 \cdot 12 = 3\,771\,000 \text{ кДж} = 0,9 \text{ Гкал.}$$

Годовой расход теплоты прачечной:

$$\Sigma Q_{п.} = Q_{п,зимн.} + Q_{п,летн.} = 87,3 \cdot 213 \cdot 86\,400 \cdot 0,5 + 87,3 \cdot (350 - 213) \cdot 0,8 \cdot 0,5 = 1\,216\,639 \cdot 10^3 \text{ кДж} = 290\,367 \cdot 10^3 \text{ ккал} = 290,4 \text{ Гкал, примем } 293 \text{ Гкал.}$$

Суммарный тепловой поток комбината:

$$Q_{к} = Q_{б} + Q_{п} = 420 + 88 = 508 \text{ кВт.}$$

Годовой расход теплоты комбината на технологические нужды:

$$\Sigma Q_{к.} = \Sigma Q_{б.} + \Sigma Q_{п.} = 1394 + 290 = 1684 \text{ Гкал.}$$

6.7.2. Тепловое потребление промышленными и сельскохозяйственными предприятиями

Тепловое потребление промышленными предприятиями складывается из расходов теплоты на отопительно-вентиляционные (кондиционирование) нужды, технологическое потребление теплоты и расходов на бытовое горячее водоснабжение. Определяется и зависит оно от характера технологического процесса, типа установленного оборудования, вида технологических материалов, режима и продолжительности работы и других особенностей, при этом обязательно учитывается характер и величина внутренних тепловыделений.

Наибольшие удельные расходы теплоты на единицу вырабатываемой продукции имеют предприятия нефтеперерабатывающей, нефтехимической, химической, бумажно-целлюлозной, пластмас-

совой промышленности, строительной отрасли, промышленности строительных материалов.

На заводах промышленности строительных материалов иногда приходится учитывать расход теплоты на подогрев смеси исходных строительных материалов с разными температурами и ее среднюю температуру. Последняя определяется по формуле:

$$T_{\text{см}} = (g_1 c_1 t_1 + \dots + g_n c_n t_n) / (g_1 c_1 + \dots + g_n c_n), \text{ } ^\circ\text{C}, \quad (6.11)$$

где g_1 – g_n – веса смешиваемых материалов, кг; c_1 – c_n – удельные теплоемкости, кДж/(кг·°C); t_1 – t_n – температуры компонентов, °C.

Пример 6.3. *Исходные условия:* Зимой на комбинат ЖБК завезли 100 м³ песка, заготовленного осенью для изготовления железобетонных изделий.

Требуется: Определить расход теплоты на подогрев 100 м³ песка влажностью 15% (по весу) от –10 °C до +35 °C, приняв объемный вес сухого песка $\gamma = 1600$ кг/м³, а удельную теплоемкость $c = 0,838$ кДж/(кг·°C), (0,2 ккал/(кг·°C)), удельную теплоемкость воды 4,19 кДж/(кг·°C) (1,0 ккал/(кг·°C)), а льда 2,1 кДж/(кг·°C), (0,5 ккал/(кг·°C)); скрытую теплоту таяния льда 335,2 кДж/кг (80 ккал/кг).

Решение: Расход теплоты на подогрев сухого песка составит:

$$\begin{aligned} Q_1 &= 1600 \cdot 100 \cdot 0,838 \cdot [35 - (-10)] = 6\,033\,600 \text{ кДж}; \\ [\text{в тепловых единицах} &= 1600 \cdot 100 \cdot 0,20 \cdot [35 - (-10)] = \\ &= 1\,440\,000 \text{ ккал} = 1,44 \text{ Гкал}]. \end{aligned}$$

Расход теплоты на нагревание воды (льда), содержащейся в песке, составит:

$$\begin{aligned} Q_2 &= 1600 \cdot 100 \cdot 0,15 (4,19 \cdot 35 + 2,1 \cdot 10 + 335,2) = \\ &= 24\,000 \cdot 502,85 = 12\,068\,400 \text{ кДж}; \\ [\text{в тепловых единицах} &= 1600 \cdot 100 \cdot 0,15 (1,0 \cdot 35 + \\ &+ 0,5 \cdot 10 + 80) = 2\,880\,000 \text{ ккал} = 2,88 \text{ Гкал}]. \end{aligned}$$

Для подогрева влажного песка потребуется теплоты:

$$\begin{aligned} Q &= Q_1 + Q_2 = 6\,033\,600 + 12\,068\,400 = 18\,102\,000 \text{ кДж} \\ [1\,440\,000 + 2\,880\,000 &= 4\,320\,000 \text{ ккал} = 4,32 \text{ Гкал}] \end{aligned}$$

6.8. Новые малогабаритные подогреватели для систем централизованного теплоснабжения ОАО «НПО ЦКТИ»

С 1995г. ОАО «НПО ЦКТИ» разработало и выпускает серию кожухотрубных водо-водяных и пароводяных подогревателей разборного исполнения типа ПВМР и ППМР, отличающихся новым конструктивным решением [35].

Прежние конструкции подогревателей (выпускаемых по ГОСТ 27590) имеют существенные недостатки, как-то: поверхности их теплообмена из латунных трубок, концы которых завальцованы в

трубных досках, приваренных к корпусам, в межтрубном пространстве практически не поддаются очистке, их проектная тепловая эффективность в эксплуатации заметно снижается, замена поврежденных трубок затруднена, а часто и невозможна. Для последовательного соединения нескольких таких секций требуются специальные соединительные калачи, через поверхность которых часть теплоты теряется в окружающую среду. Размещение комплексов таких подогревателей в котельных, ЦТП, ИТП требует значительных объемов и площадей. Большинство этих недостатков устранено в новых разработках, поэтому они могут быть также альтернативными и пластинчатым теплообменникам.

Водо-водяные малогабаритные разборные подогреватели сетевой воды типа ПВМР предназначены для котельных, центральных и местных тепловых узлов. По сравнению с секционными неразборными и конструктивно устаревшими, но выпускаемыми до настоящего времени на основе ГОСТ 27590, обладают рядом существенных преимуществ. Применение новых аппаратов ПВМР значительно повышает стабильность, надежность и экономичность работы систем, в которых они эксплуатируются.

Схема подогревателей типа ПВМР, двухходовых по нагреваемой сетевой воде, показана на рисунке 6.41.

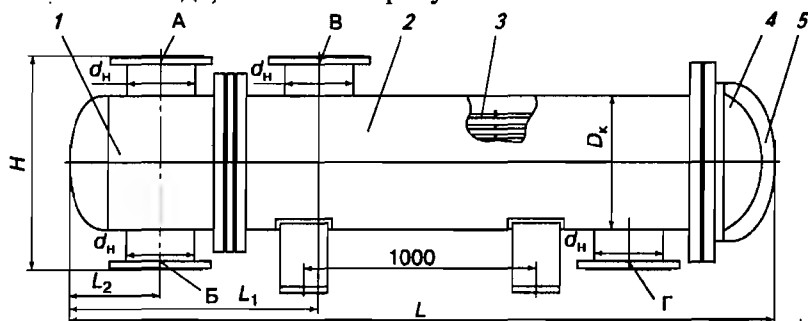


Рис. 6.41. Схема подогревателя ПВМР

1 - камера распределительная; 2 - корпус; 3 - трубая система; 4 - малая водяная камера; 5 - съемная часть корпуса; А - отвод сетевой воды; Б - подвод сетевой воды; В - подвод греющей воды; Г - отвод греющей воды

По желанию заказчика для поверхности теплообмена могут быть применены трубки диаметром 16×1 мм либо 19×1 мм (по специальному заказу — диаметром 22×1 мм) из латуни, нержавеющей стали или сплава МНЖ-5-1. На рабочее давление 10 кгс/см² (1,0 МПа) подогреватели выпускаются с плоскими, на давление 16 кгс/см² (1,6 МПа) — с эллиптическими днищами. Площадь поверхности их нагрева составляет от 0,7 до 108 м², а тепловые потоки — от 20 до 7455 кВт.

Основными преимуществами подогревателей типа ПВМР являются:

- унифицированная для всех типоразмеров длина трубной системы — 2000 мм;
- возможность разборки и выемки трубной системы из корпуса для осмотра, очистки и ремонта, что также обеспечивает очистку межтрубного пространства;
- осуществление ремонта с помощью стандартных инструментов и материалов непосредственно на месте эксплуатации;
- повышенная на 25—30 % тепловая эффективность;
- исключение калачей и переходов при последовательном включении нескольких подогревателей;
- сокращение длины секций с 4000 до 2000 мм.

При включении подогревателей в схему должно соблюдаться противоточное движение потоков в них; сетевая вода, как правило, должна двигаться внутри трубок.

При практически одинаковой тепловой эффективности важными преимуществами разборных подогревателей типа ПВМР по сравнению с пластинчатыми являются также их значительно меньшая загрязняемость при эксплуатации, простота очистки и ремонта, независимость эксплуатирующей организации от поставщиков материалов, требуемых для ремонта, во много раз меньшая протяженность и конструктивная простота контуров уплотнения разъемов, доступность применяемых в них уплотнительных материалов и др.

Возможна поставка подогревателей ПВМР для их вертикальной компоновки. Подогреватели типа ПВМР могут поставляться в виде блоков из двух или трех собранных последовательно аппаратов соответствующих типоразмеров. На рисунке 6.42 дана конструктивная схема блока из 2 подогревателей типа ПВМР. Для сборки блоков калачи и переходы не требуются. У подогревателей, собранных в блоки, сохраняется возможность выемки трубных систем без разборки блоков.

Кожухотрубные пароводяные подогреватели типа ППМР с давлением пара в корпусе до 1,6 МПа.

Конструкция пароводяных подогревателей типа ПП1 и ПП2, на которые распространяется ОСТ 108.271.105, была разработана около 50 лет назад и к настоящему времени во многом устарела, отдельные узлы подогревателей в эксплуатации оказались ненадежными, поэтому начато производство новых пароводяных подогревателей типа ППМР (подогреватель пароводяной малогабаритный разборный). Схема подогревателя ППМР приведена на рисунке 6.43.

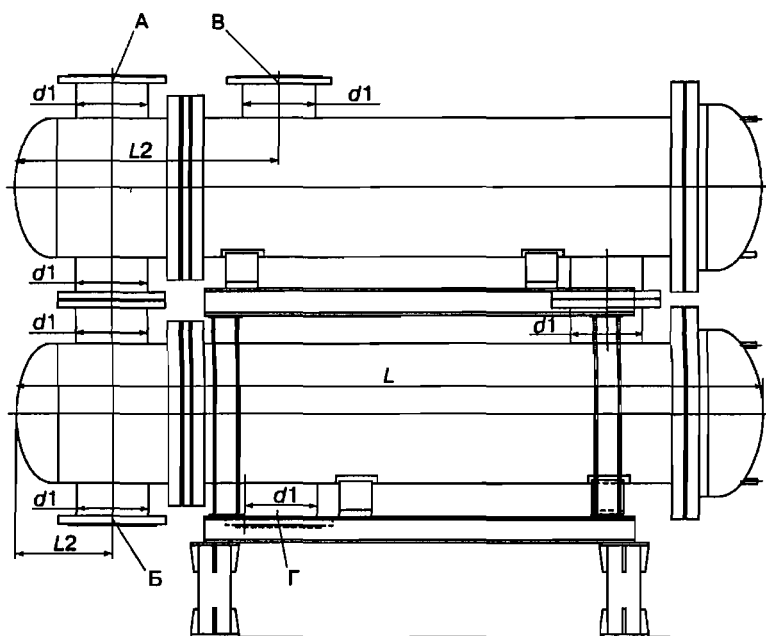


Рис. 6.42. Блок из двух подогревателей ПВМР

А – выход сетевой воды; Б – вход сетевой воды; В – вход греющей воды; Г – выход греющей воды

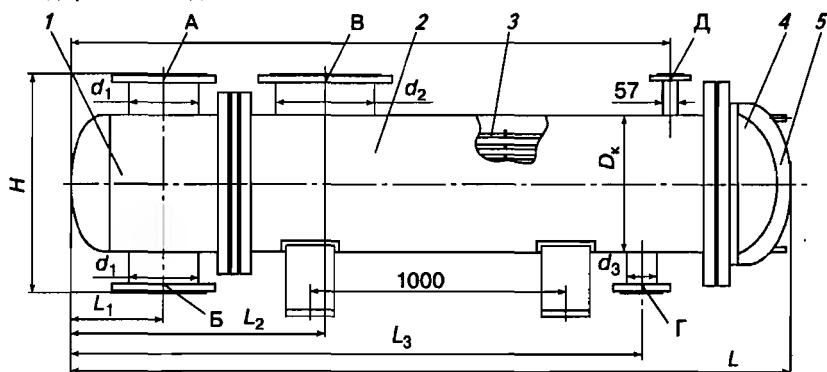


Рис. 6.43. Схема подогревателя ППМР

1 – камера водяная передняя; 2 – корпус; 3 – система трубная; 4 – часть корпуса съемная; 5 – малая водяная камера; А – отвод сетевой воды; Б – подвод сетевой воды; В – подвод греющего пара; Г – отвод конденсата; Д – отвод паровоздушной смеси

В конструкцию подогревателей типа ППМР по сравнению с аппаратами ПП внесены следующие изменения:

- схема движения пара в трубном пучке – односторонняя;

- изменены тип и количество опорных перегородок в трубном пучке;
- изменена конструкция пароотбойного щита и его крепление;
- введена система охлаждения и непрерывного отвода паровоздушной смеси из корпуса;
- упорядочена схема отвода конденсата греющего пара с поверхности труб в пучке;
- для увеличения жесткости трубной системы и уменьшения вибрации труб пучка введен каркас трубной системы;
- в трубных пучках допускается применение кроме труб диаметром 16×1 мм, труб диаметрами 19×1 и 22×1 мм из латуни, нержавеющей стали. Длина труб в пучках 2000 или 3000 мм;
- трубная система при необходимости может быть вынута из корпуса;
- подогреватели разработаны в двух вариантах: на рабочее давление пара 14 и 7 кгс/см²;
- изменена конструкция съемной части корпуса, что привело к возможности размещения в корпусе большего числа трубок и позволило значительно сократить перетечки пара помимо трубного пучка.

Несмотря на меньшие габариты подогревателей ППМР, их тепловая мощность превосходит мощность серийных подогревателей типа ПП. У подогревателей ППМР площадь поверхности теплообмена — от 0,6 до 99,1 м², а их тепловые потоки — от 197 кВт до 33 200 кВт в секции.

6.9. Водоподготовка и коррекционная обработка воды систем централизованного теплоснабжения

Более половины (70 %) СЦТ в России построены как водяные в «закрытой» и «открытой» модификациях (вариантах). В зависимости от назначения зоны обслуживания, тепловые мощности и параметры работы существенно различаются между собой. Основные различия их сводятся к схемам и структуре тепловых сетей и абонентских присоединений, оборудования водоснабжения и химводоподготовки, величине установленной мощности теплогенераторов, принятым тепловым и гидравлическим режимам теплоснабжения потребителей.

Но во всех случаях единым элементом в трехзвенном процессе водяных СЦТ выступает вода как теплоноситель.

Основными рисками в системах ЦТ, связанных с водой в электролитической паре «вода-металл», являются коррозионные поражения, накипные отложения и биологическое зарастание оборудования и трубопроводов. Обратимся к этим вопросам.

В соответствии с современными строительными нормами все тепловые установки систем ЦТ должны обеспечиваться в достаточном количестве водой питьевого качества из централизованных источников водоснабжения, как правило, находящихся в структуре «Водоканалов» ЖKK, или сооружаемых непосредственно на территориях большинства ТЭЦ с открытыми системами теплоснабжения и находящихся в ведении этих ТЭЦ.

6.9.1. Показатели качества воды

Качество водопроводной воды. Привычный нам природный ресурс поступает в системы водоснабжения жилых и общественных зданий, как правило, предварительно подготовленный в соответствии с требованиями санитарных норм и правил – СанПиН, разрабатываемых Государственной санитарно-эпидемиологической службой России (Госкомсанэпиднадзор России).

Санитарные правила СанПиН 2.1.4.1074-01 «Питьевая вода. Гигиенические требования к качеству воды централизованных систем питьевого водоснабжения. Контроль качества» устанавливают гигиенические требования к качеству питьевой воды, а также правила контроля качества воды, производимой и подаваемой централизованными системами питьевого водоснабжения населенных мест.

Питьевая вода должна быть безопасной в эпидемическом и радиационном отношении, безвредной и иметь благоприятные органолептические (вкусовые) свойства.

Контроль качества организуется и осуществляется на нескольких уровнях: производственном, государственном и ведомственном (санэпиднадзор).

Производственный контроль качества питьевой воды осуществляет организация, эксплуатирующая систему водоснабжения, в соответствии с рабочей программой, в местах водозабора, перед поступлением в распределительную сеть, а также в точках водоразбора наружной и внутренней водопроводной сети.

Работники теплоснабжающих организаций, имеющие доступ к системам холодного и горячего водоснабжения и обслуживающие их, должны строго соблюдать правила санитарной безопасной эксплуатации систем водоснабжения.

Технологическая вода. В системах коммунальной энергетики к воде предъявляются свои, специальные технологические требования, причем для разных элементов СЦТ они различны и могут существенно различаться между собой. Так, например, питательная вода и конденсат паровых котлов высокого давления на ТЭЦ значительно отличаются по составу от подпиточной воды тепло-

вых сетей и тем более от качества охлаждающей воды конденсаторов турбин или воды питьевого качества.

Качество и химический состав воды как теплоносителя в системах энергетики определяются следующими основными нормируемыми параметрами: содержанием (солевым составом), окисляемостью (содержанием органических веществ), содержанием в воде растворенных коррозионно-активных газов (кислорода и углекислоты) и водородным показателем — рН воды.

На практике технологические нормативы и контроль качества, обеспечивающие длительную, безаварийную и безопасную работу оборудования, разрабатываются и утверждаются для каждого элемента СЦТ — питательной воды паровых и водогрейных котлов, пара и конденсата, подпиточной воды тепловых сетей, воды, подаваемой в централизованные системы ГВС, охлаждающих вод и т.д.

Для наиболее теплонапряженных и ответственных элементов они нормируются на государственном уровне и указываются в Правилах технической эксплуатации — ПТЭ тепловых электрических станций, ПТЭ тепловых энергоустановок, ПТЭ коммунальных котельных, Типовой инструкции по технической эксплуатации тепловых сетей коммунального теплоснабжения и других нормативных и справочных документах (см. табл. 6.15).

Поскольку качество технологических вод существенно отличается от качества природных и питьевых, в системах ЦТ устанавливают специальное оборудование химической обработки воды, организуют службы и лаборатории химводоподготовки, основными задачами которых являются: очистка воды от солей жесткости и шлама (умягчение, стабилизация), деаэрация воды (удаление коррозионно-активных газов) и в ряде случаев — санитарная обработка воды. Они же консервируют резервное оборудование.

На всех контролируемых участках пароводяного тракта устанавливаются отборники проб воды и пара с холодильниками для охлаждения проб до 20–40 °С. Пробоотборные линии и поверхности охлаждения холодильников выполняются из нержавеющей стали.

В качестве исходных в системах водо- и теплоснабжения городов выступают два класса вод: поверхностные воды (реки, озера, моря) и воды подземных источников (артезианские скважины, ключевая вода).

Обладая свойствами универсального растворителя, вода постоянно несет большое количество различных элементов и соединений, состав и соотношение которых определяются условиями ее формирования, составом водоносных слоев, структурой поверхностных загрязнителей и техногенных сбросов. Все примеси, загрязняющие воды, подразделяются на три вида в зависимости от размера их частиц.

Истинно растворенные примеси находятся в воде в виде ионов, отдельных молекул, комплексов или состоят из нескольких молекул. Размеры этих частиц менее 10^{-6} мм. В истинно растворенном состоянии в воде находятся газы — O_2 , CO_2 , H_2S , N_2 , а также катионы и анионы поступивших в воду солей — Ca^{2+} , Mg^{2+} , Na^+ , K^+ , HCO_3^- , Cl^- , SO_4^{2-} , NO_3^- , NO_2^- .

Коллоидно-растворенные примеси имеют размеры частиц порядка $10^{-8} - 10^{-4}$ мм. Каждая из них образована большим числом молекул (их может быть несколько тысяч). Эти примеси могут быть как органического, так и минерального происхождения; к первым относятся гуминовые вещества, вымываемые из почвы, ко вторым — кремневые кислоты, соединения железа и др.

Грубодисперсные взвешенные примеси имеют размеры частиц более 10^{-4} мм. Это — растительные остатки, частицы песка, глины и др. В анализах воды они определяются непосредственно по отобранной пробе по прозрачности ее, по «кресту» или «шрифту» согласно ГОСТ 3351–74.

Другие показатели качества, как-то: сухой остаток, прокаленный остаток, минеральный остаток, общая жесткость, ионный состав, растворенные газы, водородный показатель (рН) — определяют в профильтрованных пробах в соответствии с инструкциями по аналитическим методам анализов [30].

Для оценки степени влияния химического состава воды на формирование отложений на внутренней поверхности труб и коррозионную активность обращают внимание на содержание в исходных водах накипеобразующих агентов — общей жесткости и взвешенных веществ, концентрацию растворенных кислорода O_2 и углекислоты CO_2 , значения рН среды и наличие стимуляторов и пассиваторов коррозии.

Рассмотрим некоторые показатели качества.

Общая жесткость воды определяется присутствием в ней растворенных солей кальция и магния — карбонатов $CaCO_3$, $MgCO_3$; бикарбонатов — $Ca(HCO_3)_2$, $Mg(HCO_3)_2$; сульфатов — $CaSO_4$, $MgSO_4$; хлоридов и др.).

Общая жесткость воды складывается из карбонатной и некарбонатной жесткости, но формируют ее только соли кальция и магния (рис. 6.44). По этому показателю природные воды классифицируют следующим образом:

мягкие воды — жесткостью 0,5 — 1,0 мг-экв/л;

умеренной жесткости — 1,0 — 4,0 мг-экв/л;

жесткие воды — свыше 4,0 мг-экв/л.

П р и м е ч а н и е. 1 мг-экв/л = 28 мг/л CaO ; 1 мг-экв/л = 20 мг/л MgO .

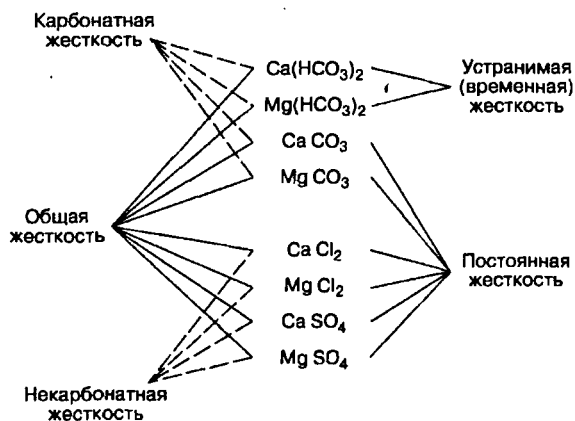


Рис. 6.44. Структура общей жесткости воды

Важным накипеобразующим показателем является карбонатная жесткость или как ее еще называют — щелочность воды.

Солевой состав **московских водопроводных вод** образуется $\approx$ на 80–90 % солями карбонатной жесткости. Последние составляют класс соединений, которые при нагревании могут выпадать в осадок ввиду низкой растворимости в воде и образовывать защитные оксидонакипные пленки на трубопроводах и оборудовании.

Все углекислые соединения в водных растворах находятся в определенном динамическом равновесии с углекислотой, изменяющемся при изменении температуры и фазового состояния воды.

Углекислота CO_2 (диоксид углерода) в карбонатных соединениях и водных растворах может находиться в следующих трех состояниях:

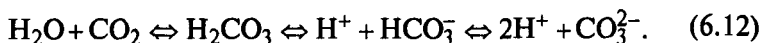
связанная углекислота, присутствующая в растворах в виде монокарбонатов (CaCO_3 , MgCO_3);

полусвязанная углекислота, находящаяся в растворах в форме бикарбонатов $\text{Ca}(\text{HCO}_3)_2$; $\text{Mg}(\text{HCO}_3)_2$;

свободная углекислота, присутствующая в водном растворе в свободном виде CO_2 ,

Углекислота подразделяется на: а) равновесную, обеспечивающую устойчивость бикарбонатов при данной температуре и концентрации; б) агрессивную, избыточную, способную растворять карбонатные соединения.

Равновесные состояния углекислоты в ее соединениях с катионами Ca^{2-} и Mg^{2-} можно описать следующим динамическим уравнением:



Нарушения их ведет к изменению и замещению одних форм соединения другими.

Равновесное состояние углекислотных соединений в воде может быть выражено с помощью «индекса равновесного насыщения карбонатом кальция» (индекс Ланжелье), который определяется по формуле:

$$J = \text{pH} - \text{pH}_s, \quad (6.13)$$

где pH — показатель фактической (по анализу) концентрации водородных ионов воды; pH_s — величина концентрации ионов водорода, отвечающая состоянию стабильности воды.

Водородным показателем «рН» воды называют отрицательный логарифм концентрации водородных ионов, для химически чистой воды он равен 7.

В зависимости от значения pH водного раствора оценивают реакцию среды (табл. 6.12):

Таблица 6.12

Оценка реакции водных растворов в зависимости от pH

Реакция среды	Значение pH
Кислая	1–3
Слабокислая	4–6
Нейтральная	7
Слабощелочная	8–10
Щелочная	11–14

Вода питьевого качества имеет $\text{pH} = 6,5–9,0$.

При $\text{pH} > \text{pH}_s$, $J = (+)$ — вода неагрессивная; при $\text{pH} < \text{pH}_s$, $J = (-)$ вода агрессивная; при $\text{pH} = \text{pH}_s$, $J = 0$ — вода стабильная.

Соотношение pH/pH_s определяет коэффициент стабилизации воды. Волжская водопроводная вода в Москве (получаемая по каналу Москва-Волга) имеет коэффициент стабилизации 0,76–0,9, что характеризует эту воду как агрессивную, способную растворять карбонатные и оксидные отложения [8]. Москворецкая вода (получаемая из Москва-реки) более стабильна — имеет коэффициент стабилизации 0,96–1,1, что характеризует ее как слабоагрессивную.

Агрессивность водопроводных вод в отношении накипеобразователей определяется количеством свободной углекислоты. В московских водопроводных водах ее содержание составляет: в москворецкой 10–15 мг/л и 15–25 мг/л в волжской воде. Содержание указанных количеств углекислоты не создает условий для формирования защитных накипных карбонатных пленок на стенках водопроводов и оборудования, несмотря на значительную карбонатную жесткость вод

мосводопровода (1,5–4,5 мг-экв/л), т.е. оно превышает равновесные концентрации, делая воду агрессивной.

Агрессивность ее сохраняется и даже усиливается при нагреве до 60–80 °С, что при наличии в воде растворенного кислорода вызывает активную кислородную коррозию металла трубопроводов и оборудования систем ЦТ. Поэтому важно все установки горячего водоснабжения обеспечивать терморегуляторами и настраивать их по минимальной температуре 55–60 °С. Свободная углекислота в воде действует на металл и отложения в трубопроводах как всякая другая слабая органическая кислота (лимонная, уксусная, молочная и др.) — растворяет их и оголяет металл, ускоряя тем самым коррозионные процессы.

Содержание кислорода в воде открытых источников зависит от ее температуры — чем ниже она, тем выше содержание растворенного кислорода — и колеблется в открытых источниках в количествах от 10 до 14 мг/л (температурный коэффициент растворимости газов в воде отрицательный).

6.9.2. Борьба с коррозией в системах централизованного теплоснабжения

Впервые с тяжелыми последствиями массового коррозионного поражения систем горячего и холодного водоснабжения московские теплоснабженцы и жилищники столкнулись в Москве в 1956–1958 гг., когда системы ГВС и ХВС всех семи только что построенных замечательных высотных зданий за 2–3 года эксплуатации прокорродировали до сквозных свищей и потребовали полной замены.

Замоноличенные в стенах и штробах стояки и разводки горячего и холодного водопроводов вызвали массовые протечки воды и затопления квартир и офисов, в результате чего разразился неимоверный скандал.

Расследование выявило причины:

- системы горячего и холодного водопровода были выполнены из черных, неоцинкованных труб (в те годы отечественная промышленность оцинкованных еще не выпускала), к тому же изготовленных из некачественных, кипящих сталей с большим содержанием ликвидных примесей;

- водопроводная вода была сильно агрессивной, на водопроводных станциях стабилизацию ее не проводили;

- на бойлерах ГВС не было терморегуляторов и температура горячей воды «зашкаливала» за требуемые по нормам 60 °С, контроль за коррозионными процессами отсутствовал и не было научных рекомендаций по защите от коррозии.

Все это потребовало тщательного исследования процессов поражения систем и разработки защитных мер, успешно выполненных кафедрой «Теплотехники» МИИГСМ в 1956–1958 гг. под руководством проф. С.Ф. Копьева.

Были определены и реализованы основные мероприятия и предложения:

- на основе обширных металлографических исследований изучены типы, виды и причины коррозионных поражений систем;
- организовано известкование водопроводной воды на водопроводных станциях города с целью ее стабилизации и снижения агрессивности (индекс стабильности подняли в среднем с 0,93 до требуемой величины 1,03–1,04);
- произведена замена черных труб в системах ГВС на оцинкованные (организовали выпуск отечественных оцинкованных труб нужных диаметров);
- разработали методы ингибирования (силикатом натрия и гексаметафосфатом натрия) и фильтрационной стабилизации воды магномассой;
- изучили и освоили вакуумную деаэрацию воды и электрокатодную защиту оборудования, провели проверку сталестружечных фильтров.

Выводы и предложения НИР получили дальнейшее развитие и легли в основу нормативных документов по строительству и эксплуатации систем ЦТ.

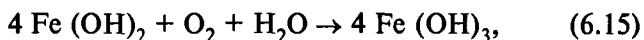
В формировании коррозионных отложений в трубопроводах решающую роль играют процессы кислородной коррозии, протекающие в форме электрохимической коррозии в паре «металл – вода».

Металлы, используемые при изготовлении труб, имеют в своем составе различные примеси, которые образуют ряд гальванических элементов, обуславливающих коррозию. Те частицы металла, которые являются анодами, разрушаются и переходят в раствор в виде ионов, образуя каверны и свищи.

Вследствие переменной валентности железа (двух-, трехвалентная), ионы его в коррозионном электрохимическом процессе переходят сперва в гидрат закиси железа по уравнению:

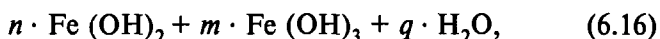


Затем при контакте с растворенным в воде кислородом гидрат закиси железа $\text{Fe}(\text{OH})_2$ переходит в более устойчивую форму оксида – гидрооксид железа $\text{Fe}(\text{OH})_3$, который отлагается на внутренней поверхности труб в виде бугристых отложений (ржавчины), по уравнению:



В соответствии с этой реакцией 1 г растворенного кислорода реагирует с 2,33 г железа. Таким образом 1 м³ водопроводной воды при исходном содержании кислорода 12 мг/л способен «связать» 30 г железа, переводя его в бугристые отложения ржавчины на поверхности труб и оборудования. Так как растворимость Fe (OH)₂ и в особенности Fe (OH)₃ в воде очень мала ($4,9 \cdot 10^{-6}$ и $1,9 \cdot 10^{-9}$ моль/л), они выделяются на поверхности металла или находятся в объеме воды в виде коллоидных или грубодисперсных частиц.

В общем случае коррозионные отложения в системах ЦТ представляют собой вторичные продукты коррозии, состоящие из гидратированной смеси оксидов железа:



находящихся в смеси с продуктами первичной накипи — карбонатом кальция CaCO₃, сульфатом кальция CaSO₄, гидратом окиси магнезия Mg(OH)₂, силикатом кальция.

Удельный объем гидратированных соединений железа примерно в 6–7 раз больше удельного объема чистого металла, что является причиной образования рыхлых оксидных отложений на поверхности труб, которые затем уплотняются и уменьшают живое сечение их, происходит зарастание трубопроводов.

В условиях эксплуатации теплосилового оборудования кислород является наиболее опасным коррозионным агентом. Скорость коррозии стальных труб прямо пропорциональна концентрации растворенного кислорода и температуре воды. Интенсивность ее оценивается по шкале интенсивности внутренней коррозии — проницаемости язв в глубину металла (табл. 6.13).

Исследованиями автора было показано, что даже при незначительном содержании кислорода в воде, определяемом понятием «следы» (<0,01 мг/л), всегда существует термодинамическая вероятность коррозии металла, особенно в присутствии оксидов трехвалентного железа Fe₂O₃ — так называемого железного шлама, гематита, так как он (в силу бивалентности железа) является переносчиком связанного кислорода и является причиной подшламовой язвенной коррозии металла систем теплоснабжения.

Таблица 6.13

Шкала интенсивности внутренней коррозии оборудования

Группа интенсивности	Скорость (проницаемость) коррозии, γ , мм/год	Интенсивность коррозионного процесса
1	$\gamma < 0,04$	Слабая
2	$0,04 < \gamma < 0,05$	Средняя
3	$0,05 < \gamma < 0,20$	Сильная
4	$\gamma > 0,20$	Аварийная

В коррозионных процессах важную роль играют стимуляторы и ингибиторы коррозии, растворенные в воде. К стимулирующим — ускоряющим коррозию соединениям в воде относятся хлориды и сульфаты. Взаимодействуя с образовавшимися на поверхности металла окисными пленками, они вытесняют и замещают в них ионы кислорода, делают их хорошо растворимыми в воде и облегчают протекание коррозионного процесса.

К замедлителям — ингибиторам коррозии относят вещества, присутствие в воде которых заметно снижает электрохимические процессы. В поверхностных водах к ним следует отнести: карбонаты, фосфаты, нитраты, силикаты щелочных металлов, а также вещества органического происхождения. Оцинкование труб (протекторная защита слоем цинка 50–100 мкм) замедляет коррозионные процессы в 3–5 раз и увеличивает соответственно срок службы систем ГВС.

Анализируя основные показатели качества водопроводной воды ряда городов СССР, Водно-химическое отделение ВТИ им. Ф.Э. Дзержинского выполнило в 1970 г. научную классификацию воды с точки зрения ее коррозионной активности [29].

Коррозионная активность воды условно определяется тремя показателями, от соотношения которых зависит характеристика нагретой воды и выбор способа обработки воды для защиты централизованного горячего водопровода в закрытых системах ЦТ:

- индексом равновесного насыщения воды карбонатом кальция J при 60 °С;*
- суммарной концентрацией хлоридов и сульфатов, мг/л;*
- перманганатной окисляемостью органических веществ в воде, мг О/л.*

Выбор схемы обработки воды в тепловых сетях должен производиться в соответствии с нормативными документами [48, 63].

6.9.3. Защита систем ЦТ от поражающих факторов

К числу способов защиты металла от коррозии следует отнести дегазацию воды от агрессивных газов, способы стабилизационной обработки воды и создания защитных пленок на поверхности металла. Наиболее распространенным и надежным на практике является метод удаления газов — деаэрация воды (растворенных кислорода, уголекислоты, азота) из подпиточной воды в специальных аппаратах — деаэраторах и декарбонизаторах.

Наибольшее применение получили термические деаэраторы смешивающего типа атмосферного низкого давления (0,02–0,025 МПа), барботажные устройства, а также вакуумные деаэраторы и декарбонизаторы.

Термические деаэраторы и барботажные устройства устанавливаются в паровых котельных (или ЦТП при наличии пара) для деаэрации питательной и подпиточной воды с помощью пара (со среднечасовым расходом деаэрируемой воды не менее 50 т/ч) (рис. 6.45).

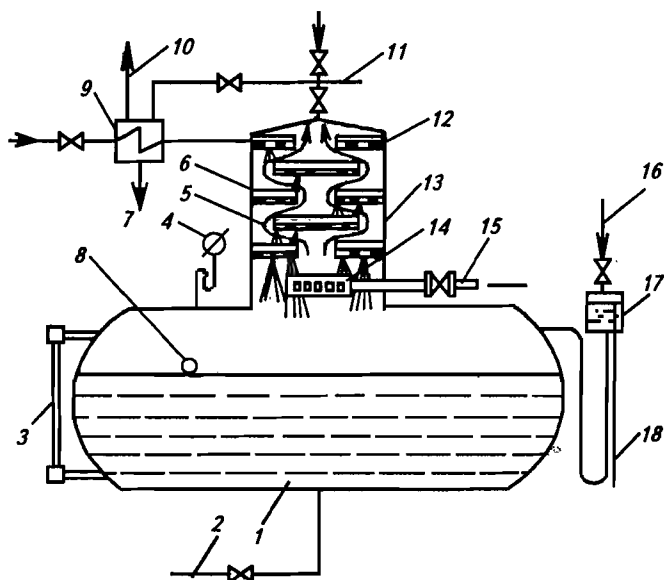


Рис. 6.45. Атмосферный-деаэратор смешивающего типа
1 – бак-аккумулятор; 2 – выпуск питательной воды; 3 – водоуказательное стекло; 4 – манометр; 5, 6, 12 – тарелки; 7 – спуск воды в дренажный бак; 8 – регулятор уровня; 9 – газоохладитель; 10 – выпуск пара в атмосферу; 11, 14 и 15 – трубы и патрубков подачи пара; 13 – колонка деаэратора; 16 – впуск воды в гидрозатвор; 17 – гидрозатвор; 18 – перелив воды из гидрозатвора

Деаэратор состоит из бака-аккумулятора 1 и колонки 13, внутри которой установлен ряд распределительных тарелок 5, 6, 12, по которым стекает вниз тонкими струйками питательная вода, а навстречу ей по патрубку 14 подается греющий пар.

Питательная вода нагревается встречным паром до температуры 104–105 °С и начинает кипеть. Выделяющиеся при этом растворенные в воде газы (кислород, азот, уголекислота и часть несконденсировавшихся паров воды) поступают в охладитель 9, где пары конденсируются, а охлажденные газы удаляются в атмосферу.

Освобожденная от кислорода и подогретая до 104–106 °С вода собирается в сборный бак, расположенный под колонкой 13 деаэратора, откуда расходуеться на подпитку котлов, тепловых сетей, систем отопления и др. Вместо тарелок в некоторых типах деаэ-

раторов размещают специальные насадки из керамических колец, омегообразных элементов, наклонных или зигзагообразных элементов, создающих высокую плотность орошения.

Схему и конструкцию барботажных деаэраторов выполняют различными. На рис. 6.46 показана схема барботажного устройства ОАО «ЦКТИ», располагаемого в баке-аккумуляторе.

При отсутствии пара в котельных с водогрейными котлами и в ЦТП для деаэрации воды применяют деаэраторы вакуумного типа (рис. 6.47).

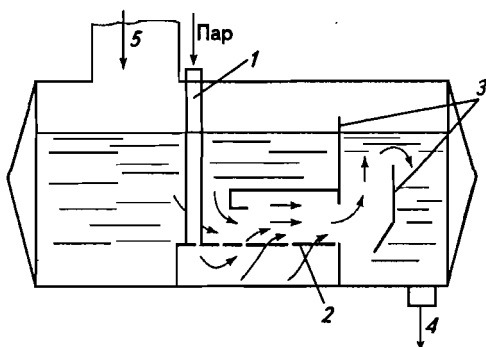


Рис. 6.46. Схема барботажного устройства ЦКТИ

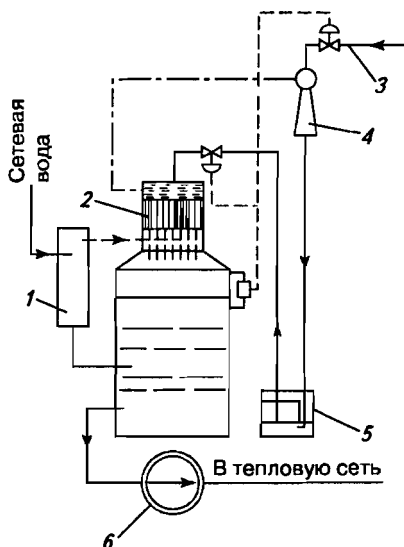


Рис. 6.47. Принципиальная схема вакуум-деаэрационной установки

1 – вакуум-испаритель; 2 – деаэрационная головка; 3 – вход сырой воды; 4 – водоструйный эжектор; 5 – бак-газоотделитель; 6 – подпиточный насос тепло-сети

Пар по трубе 1 (рис. 6.46) подается под перфорированный лист 2 навстречу воде, поступающей из деаэрационной колонки 5 и направляется перегородками 3 к выходному патрубку 4.

Дегазация питательной воды в колонках 2 (рис. 6.47) производится за счет вакуума, создаваемого водоструйными эжекторами 4. Недеаэрированная вода проходит под давлением насоса через сопло водоструйного эжектора, отсасывающего газы (выпар) из головки деаэратора. Из эжектора водогазовая смесь направляется в бак-газоотделитель 5, где газы выходят в атмосферу. Из бака-газоотделителя вода под действием вакуума поступает в колонку пленочного деаэратора 2. Для улучшения процесса десорбции газов из воды в нижнюю часть колонки подается пар, получаемый из сетевой воды в вакуум-испарителе 1.

При оптимальных условиях работы термических и вакуумных деаэраторов остаточное содержание растворенного кислорода в выходящей из деаэратора воде удается довести до величины не ниже 0,02–0,03 мг/кг, что в большинстве случаев отвечает требованиям ПТЭ.

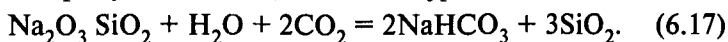
Разновидностью вакуумных деаэраторов являются так называемые щелевые деаэраторы, получившие в последние годы широкое применение.

Деаэрация воды при низких рН удачно сочетается также с дозировкой в воду ингибитора коррозии – силиката натрия (жидкого стекла).

Для предупреждения внутренней коррозии металла систем ЦТ в ряде городов страны нашел успешное применение разработанный автором метод силикатной обработки подпиточной и циркулирующей воды. Этот метод в качестве самостоятельного пригоден для защиты труб и оборудования как в условиях непрерывной эксплуатации, так и для консервации при нахождении его в резерве.

Сущность его состоит в том, что при определенной дозировке жидкого натриевого стекла в воду (дозой 15–35 мг/л в пересчете на SiO_2^{2-}) на внутренней поверхности трубопроводов и оборудования образуется долгоживущая (до 30 суток) защитная пленка, предохраняющая металл от воздействия агрессивных газов – кислорода и углекислоты. Эта пленка толщиной 20–30 мкм образуется в результате взаимодействия оксидов железа с силикатом натрия в присутствии сульфатов и хлоридов, чем достигается эффект «жидкого эмалирования» металла (подробнее см. [63]).

Присутствующая в воде свободная углекислота связывается силикатом натрия в бикарбонат натрия и сдвигает равновесную систему в сторону стабилизации воды по уравнению:



Из уравнения следует, что 1 г силиката натрия — ($\text{Na}_2\text{O} \cdot n\text{SiO}_2$ по ГОСТ 13078), введенный в воду, связывает 0,36 г свободной углекислоты CO_2 , образуя при этом 0,7 г бикарбоната натрия NaHCO_3 , при этом выделяется 0,75 г оксида силиция SiO_2 . Последний вступает в реакцию с оксидами железа и формирует плотную пленку комплекса ферросиликата на поверхности металла, экранирующую его от коррозионных агентов и снижающую общую скорость коррозии (рис. 6.48).

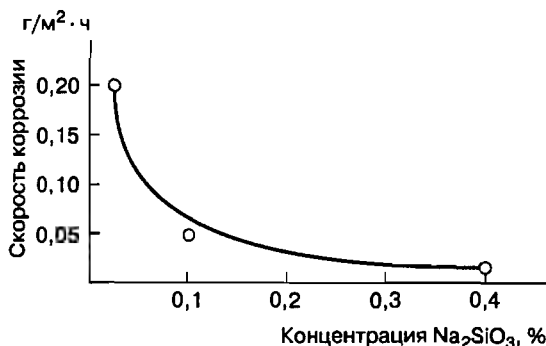


Рис. 6.48. Зависимость скорости коррозии стали в нейтральных водных растворах от концентрации Na_2SiO_3

Для подачи раствора жидкого стекла в воду применяют эжекторные или плунжерные насосные, а также вытеснительные шайбовые дозаторы. На рис. 6.49 изображена дозирующая установка.

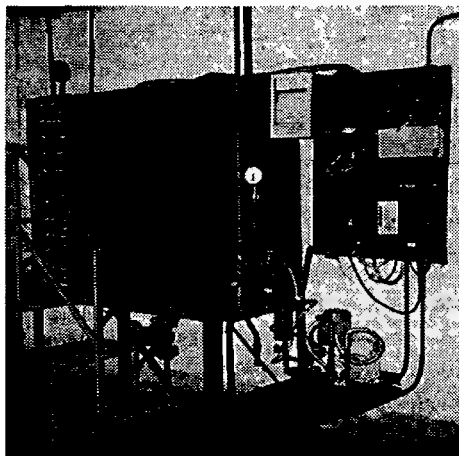


Рис. 6.49. Установка для дозирования реагентов

Анализ данных химического состава речных вод показывает, что во многих водах особенно горных районов содержатся взвешенные вещества и органические примеси, концентрация которых может достигать 5000 мг/л. Поэтому первой стадией обработки воды перед использованием должна явиться ее фильтрация на механических фильтрах и осветлителях.

По сухому остатку все воды условно подразделяют на три класса: 1) с содержанием 200 мг/л; 2) с содержанием 200–500 мг/л; 3) с содержанием — свыше 500 мг/л.

Первый класс характерен для вод северных рек: Невы, Печоры, Норилки и др.; второй — для рек центральной полосы России: Волги, Оки, Камы, сибирских рек и др.; третий — для некоторых южных рек и горных районов: Терек, Кальмиус, Лугань, Миасс и др.

При питании систем теплоснабжения мягкими водами с небольшим содержанием накипь и шлам, как правило, не выпадают, поэтому нет необходимости в защите установок от загрязнения.

При водах средней жесткости, как уже отмечалось, возможно и целесообразно создание тонкой защитной окисно-меловой пленки, предохраняющей от коррозии, например, путем стабилизации и / или силикатирования ее.

При жестких водах возникает опасность обильного накипеобразования и зашламления поверхностей нагрева, трубопроводов, с выпадением значительного количества накипи, шлама и взвесей, приводящих к снижению коэффициента теплопередачи металлической стенки котла и к перерасходу топлива. Каждый миллиметр слоя накипи дает до 1,5–2 % перерасхода топлива.

В местах накипеобразования стенки котла могут недопустимо перегреваться, механическая прочность металла снижается и стенки деформируются — появляются отдушины, свищи в стальных и трещины в чугунных котлах.

В этих случаях в котельных и центральных тепловых пунктах предусматривают установку защитных устройств для обработки подпиточной воды, их подразделяют на аппараты **докотловой обработки** питательной или сырой добавочной воды и **внутрикотловой**.

Простейшими из них являются **установки физического принципа действия** — магнитные и электромагнитные аппараты для омагничивания воды, установки ультразвуковой обработки, а также **химического воздействия** — комплексонатной (ингибиторной) защиты и установки ионообменного водоумягчения для снижения карбонатной жесткости воды.

Магнитная обработка применяется при общей жесткости исходной воды не более 10 мг-экв/л и карбонатной жесткости (щелочности) более 4 мг-экв/л, напряженность магнитного поля в рабочем зазоре магнитного аппарата не должна превышать $159 \cdot 10^3$ А/м. На рис. 6.50 представлен электромагнитный аппарат для омагничивания воды, устанавливаемый на трубопроводе холодной воды перед подогревателем.

Под воздействием силового магнитного поля ферромагнитные примеси воды поляризуются, укрупняются и адсорбируются на своей поверхности кристаллизующийся накипеобразователь, в результате чего при температуре до 70 °С образование твердой фазы CaCO_3 происходит в толще воды, а не на поверхности нагрева; цветность и органолептические свойства ее не изменяются, чем и достигается положительный эффект. В ряде случаев достигается эффект деаэрации воды. Так в электромагнитных аппаратах «Максмир» предусматривается специальная камера деаэрации, в которой происходит удаление агрессивных газов, а специально разработанный шламоуловитель завершает удаление отложений.

Ультразвуковые установки обработки воды и оборудования получили ограниченное применение ввиду маломощности и громоздкости ультразвуковых генераторов. Их используют в основном в целях очистки подогревателей от накипи и шлама.

Наилучших результатов достигают акустические противонакипные устройства серии «Акустик-Т», выпускаемые предприятием ООО «Кольцо-энерго» (Подробную информацию см. журнал «Новости теплоснабжения» № 7 за 2001 г. и № 6 за 2002 г.).

В последние годы химическая промышленность предложила энергетикам большой выбор ингибиторов (подави-

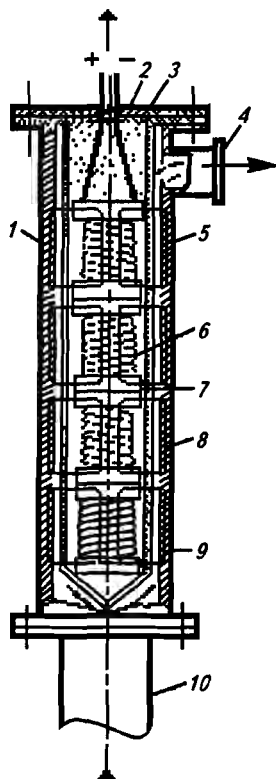


Рис. 6.50. Схема электромагнитного аппарата производительностью до 50 м³/ч
1 – корпус; 2 – крышка с отверстиями для электропроводов; 3 – трансформаторное масло; 4 – патрубок для выхода обработанной воды; 5 – кожух из немагнитного материала; 6 – катушка; 7 – полюсный наконечник; 8 – рабочий зазор; 9 – магнитный поток; 10 – трубопровод для исходной воды

телей) солеотложения и коррозии оборудования, называемых общим термином — «**комплексоны**». Что такое комплексоны? В специальной литературе им дано следующее определение.

Комплексоны — это органические молекулы с большим количеством реакционных центров, которые, взаимодействуя с металлами, замыкают пяти-, четырех- и восьмичленные циклы с образованием сверхпрочных комплексных соединений.

Комплексонами называют фосфонаты — фосфороорганические соединения, которые способны образовывать прочные комплексы с кальцием и магнием, а также с железом и некоторыми другими элементами. При нагревании воды эти комплексы остаются в растворенном состоянии и не выпадают в осадок на поверхностях нагрева в виде накипи.

Важным свойством фосфонатов является не только предотвращение образования накипи (путем дозировки их в микродозах в питательную воду — 1–3 г на 1 м³ воды), но и возможность отмывки старых железоокисных и накипных отложений на оборудовании и трубопроводах (при дозировке примерно 3 кг на 1 кг отложений), за что получили образное название — **антинакипины**. Правда, есть некоторое ограничение в их использовании — комплексоны обладают ограниченной термической стойкостью в жесткой воде — при температуре выше 120–125 °С комплексы распадаются.

К настоящему времени синтезирован большой ряд органических антинакипинов, но наибольшее распространение получили отечественные фосфороорганические комплексоны, на применение которых в системах теплоснабжения получено разрешение Госсанэпиднадзора России (приведены сокращенные названия): ИОМС, ОЭДФ, Zn-ОЭДФ, АМИНАТЫ и др.; среди зарубежных комплексонов на рынке России предлагаются Силифос, Гилуфер (Германия), Гидро-Икс (Дания) и др.

Большинство комплексонов изготавливают и поставляют в жидком виде, поэтому ввод их в контур теплоэнергетического оборудования возможен с помощью дозаторов, рассмотренных выше. Перед применением комплексонов рекомендуется предварительная промывка котлов, оборудования и трубопроводов.

Накопленный многолетний положительный опыт применения комплексонов в ряде предприятий теплоснабжения позволяет считать это направление водоподготовки весьма перспективным и актуальным.

Катионитовый метод водоумягчения получил большое распространение в коммунальной энергетике. Сущность его состоит в замене накипеобразующих катионов Са и Mg на катионы солей,

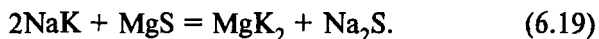
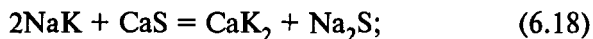
обладающих хорошей растворимостью или образующих летучие соединения.

Сырая вода фильтруется через слой зернистого катионита, обладающего свойством замещать ионы солей кальция и магния на ионы натрия или водорода в катионите.

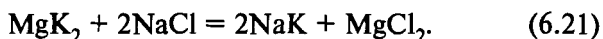
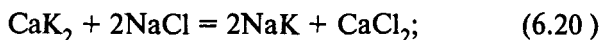
В качестве катионитов применяют природные глаукониты, сульфоголь, синтетические полимерные смолы (КУ-2) и другие материалы.

Наибольшее распространение в котельных получили установки натрий-катионирования, а на КЭС и ТЭЦ – установки водород-катионирования (здесь производится полное обессоливание воды с удалением также анионов на анионитовых фильтрах).

В Na-катионитовых фильтрах замещение солей происходит по реакции:



Остаточная жесткость умягченной воды может быть доведена до 0,015–0,02 мг-экв/л. При превышении 0,05 мг-экв/л работа фильтров останавливается и истощенная обменная способность катионитового материала восстанавливается регенерацией его 6–10 %-ным раствором поваренной соли. Реакции восстановления-регенерации идут по уравнениям:



Здесь буквой К условно обозначена сложная формула катионита, а буквой S – анионный состав солей жесткости – SO_4^{2-} ; Cl_2^- ; SiO_3^{2-} ; $(\text{HCO}_3)^-$ и др.

Комплектная Na- катионитовая установка водоумягчения состоит из фильтра, загруженного катионитом, солерастворителя для растворения поваренной соли при регенерации фильтра и сборного бака для промывных вод от предыдущей регенерации.

На рис. 6.51 представлена конструкция вертикальных Na-катионитовых фильтров. Фильтры загружают катионитом высотой слоя от 1,5 до 3,0 м в зависимости от качества обрабатываемой воды. В ряде случаев, для более надежного умягчения воды, улавливания проскоков жесткости, два фильтра устанавливают последовательно друг за другом в две ступени.

В H-катионитовых установках водоумягчения на ТЭЦ и КЭС для регенерации используют сильные минеральные кислоты –

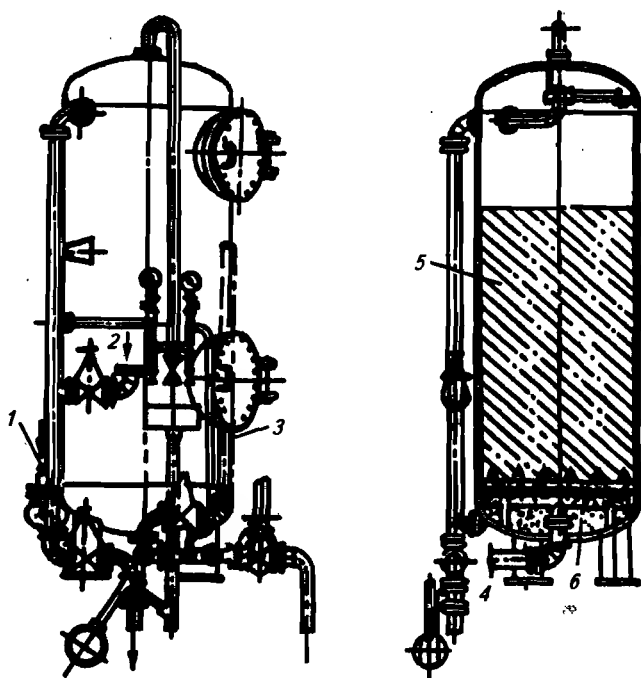


Рис. 6.51. Вертикальный катионитовый фильтр первой ступени
 1 – подвод обрабатываемой воды; 2 – подвод регенерационного раствора; 3 – подвод промывочной воды; 4 – выход обработанной воды; 5 – катионит; 6 – бетонная подушка

соляную и серную, из-за чего эти устройства становятся более сложными и дорогими. Реакции замещения солей происходят аналогично вышеописанным, только здесь катионом выступает катион водорода — H^+ .

Существенным недостатком катионитовых и анионитовых способов умягчения воды является необходимость утилизации и очистки стоков и сбросных вод с высоким солесодержанием, образующихся в результате регенерации и промывок фильтров.

По мнению ряда специалистов, альтернативой катионитовому способу обработки воды в коммунальных котельных могут стать в будущем более простые и дешевые — комплексонатный (см. выше) и метод мембранной очистки воды. Последний заключается в фильтрации воды под давлением через искусственный материал — мембраны, имеющие способность задерживать в своих порах («отверстиях») молекулы солей жесткости и примесей. Способ проходит промышленную проверку и освоение на ряде ТЭЦ.

6.9.4. Методы очистки оборудования и трубопроводов от отложений

В процессе строительства, монтажа и эксплуатации систем ЦТ во внутренние полости трубопроводов и оборудования попадают посторонние предметы, строительный мусор, грунтовые породы, накапливаются органические примеси, коррозионно-накипные взвеси и отложения. Все они, двигаясь по контурам циркуляции, ухудшают процессы теплопередачи и теплоснабжения и могут быть причиной серьезных аварий и повреждений. Особенно часто такие нарушения в результате накипобразования отмечаются на теплонапряженных участках поверхностей нагрева паровых и водогрейных котлов (экраны в зоне ядра факела), а также в водоподогревателях. Поэтому практика эксплуатации выработала нормы предельно допустимого загрязнения труб поверхности нагрева паровых водотрубных, барабанных и водогрейных котлов, оцениваемых в г/м^2 внутренней поверхности. Так, например, для парогенерирующих труб эксплуатируемых водотрубных барабанных паровых котлов при сжигании природного газа и мазута они составляют [29]:

при радиационном обогреве (с огневой стороны) — 300 г/м^2 ;

при конвективном обогреве — 600 г/м^2 ;

а для водогрейных котлов при сжигании газа и мазута:

при радиационном обогреве (с огневой стороны) — 800 г/м^2 ;

при конвективном обогреве — 1250 г/м^2 .

Выше отмечено, что состав накипей в системах ЦТ в основном формируется оксидами железа (до 90 %) в смеси с соединениями кальция, магния, оксидами цинка и меди и др. Теплопроводность их зависит от структуры, пористости-плотности и составляет от 0,1 до $2 \text{ кВт/(м} \cdot ^\circ\text{C)}$.

Физические методы очистки. Для промывки водяных тепловых сетей и систем отопления успешно применяется метод **гидропневматической промывки**, подробно изложенный в [18]. Суть его заключается в одновременной подаче в один из концов трубопровода промывочной воды (1 объем воды) и сжатого воздуха от компрессора (2 объема) и циркуляции по перемычке водовоздушной смеси циркуляционным насосом со скоростью не менее 1,5–3,0 м/с. При ее движении создается турбулентный, барботажный режим, поднимающий рыхлые отложения в трубах и оборудовании, переводя их во взвешенное состояние. Выброс загрязненной воды производится в конце промываемого участка трубопровода (для промывки участков трубопроводов устраиваются перемычка и дренажный трубопровод).

Перед проведением гидропневматической промывки уточняется схема тепловой сети, определяются источники промывочной воды, сжатого воздуха и их параметры, составляется программа и схема промывки. Промывка производится при отключенных системах абонентов, до полного осветления воды, с соблюдением мер предосторожности и предварительным инструктажем персонала, участвующего в промывке, по технике безопасности.

Для улавливания и удаления из трубопроводов тепловых сетей крупных плавающих и взвешенных частиц на входных коллекторах теплоисточников и ЦТП устанавливают грязевики (рис. 6.52) или специальные байпасные фильтры.

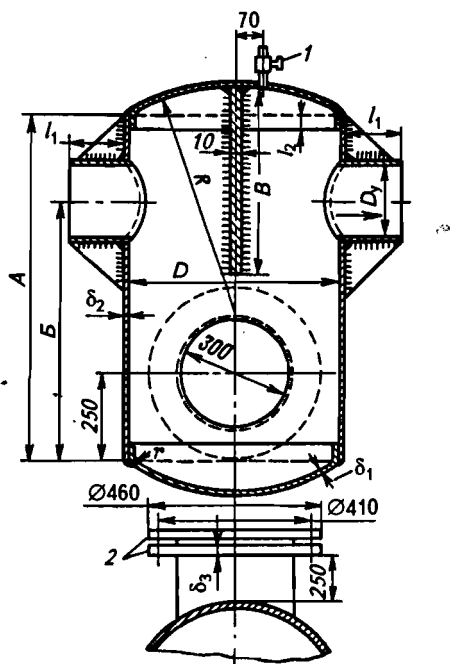


Рис. 6.52. Грязевик для тепловых сетей $D_y = 250\text{--}800$ мм

В процессе эксплуатации тепловых сетей и при их промывке грязевики периодически промывают, вскрывают и очищают от отложений.

Химические методы очистки. Традиционными и наиболее надежными способами очистки оборудования и трубопроводов от накипных и грязевых отложений являются химические методы с

помощью комплексонов (см. выше), а также кислотнo-щелочной промывки.

Промывка оборудования и тепловых сетей, а также абонентских установок с помощью комплексонов начала применяться сравнительно недавно и получает все большее признание специалистов. Кислотно-щелочной метод используется в основном для очистки котлов, пластинчатых и кожухотрубных водоподогревателей, а для очистки тепловых сетей — не применяется.

В качестве растворителей отложений применяют водные растворы «сильных» минеральных кислот: технических соляной (HCl) и серной (H₂SO₄), сульфаминовой (HSO₃NH₂), а также «мягкие», низкомолекулярные органические кислоты — уголекислоту, уксусную, лимонную, трилон-Б и др.

Наиболее интенсивно (в течение 6—8 ч) отложения растворяются в 4—6 %-ных горячих растворах соляной и серной кислот при pH < 1. Медленнее растворяются отложения в растворах органических кислот, комплексонов и уголекислоты при значениях pH = 2—4. Однако чем ниже pH, тем интенсивнее растворяются не только накипь и шламы, но и металл труб и оборудования. Чтобы уменьшить растворение металла, в моющие растворы добавляют замедлители коррозии — ингибиторы (пассиваторы) коррозии, а после кислотных промывок выполняют щелочение — нейтрализацию остатков кислоты щелочными водными растворами.

В качестве щелочных реагентов используются: едкий натр (NaOH), кальцинированная сода (Na₂CO₃), тринатрийфосфат (Na₃PO₄), трисиликат натрия (Na₂SiO₃) и др.

Пассиваторами при кислотных промывках являются: уротропин, столярный клей, тиомочевина, каптакс, катапин, ОП-7, ОП-10 и др.

Химические промывки относятся к специальным, лицензируемым видам работ и выполняются только специализированными организациями. Самовольные промывки не допускаются.

Комбинированные — физико-химические экологически чистые и эффективные технологии для прочистки и промывки систем центрального отопления, вентиляции и систем водоснабжения и водоотведения, теплообменников, резервуаров, хранилищ и др. совместно разработали научно-исследовательская лаборатория «ЛЭТ» ГА-СИС и ООО «ЭкоМирт». Технологии «Санкив», «Цикл-М» и «Смерч» используют эффект интенсивного комплексного воздействия: *химического* — применением суперочистителя ЭкоСАН на водной основе для размягчения, дезодорации и дезинфекции поверхностей трубопроводов и оборудования; *физического* — гидродинамический удар, магнитная обработка воды в потоке, эффект магнитострикции и др., с помощью специально сконструирован-

ного оборудования для отделения и вымывания прикипевших коррозионно-накипных и илесто-пластических отложений.

Успешный опыт практического применения этих технологий на крупных инженерных системах (Гостиничные комплексы «Измайлово», «Президент-отель», «Космос», высотные дома на Котельнической набережной, здание МИДа на Смоленской площади, здание Совета Федерации на ул. Б. Дмитровка, городские клинические больницы № 59, 68, международный аэропорт в Шереметьево и др.) подтвердил высокую эффективность и экологическую надежность их (рис. 6.53), особенно на объектах с изношенным эксплуатационным фондом (в городах Санкт-Петербурга, Иркутске, Обнинске, Нижне-Вартовске, Севастополе и др.).

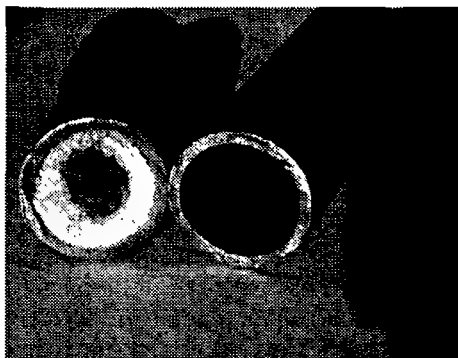


Рис. 6.53. Конвективные трубы ($d = 28$ мм) водогрейного котла до и после очистки по технологии ООО «ЭкоМИРТ»

Разработчики технологии утверждают: — а) работы по очистке и промывке систем центрального отопления, водоснабжения, тепловых пунктов и других от накипи, шлама и илестых отложений можно осуществлять без демонтажа элементов системы в любое время года, в том числе и на объектах с изношенным эксплуатационным фондом; б) в результате выполнения работ обеспечивается: повышение эффективности теплоотдачи приборов и систем на 40–90 %; продление срока эксплуатации действующих систем центрального отопления на 25–50 %; понижение уровня токсичных сбросов в водоемы на 70 % по сравнению с применяемой в настоящее время технологией химической очистки систем отопления.

Нормы качества питательной воды паровых котлов, сетевой и подпиточной воды водогрейных котлов коммунальной энергетики (выписка из «Правил технической эксплуатации коммунальных отопительных котельных» [41]) приведены в табл. 6.14.

Таблица 6.14

Показатель	Рабочее давление			
	0,9(9)	1,4(14)	2,4(24)	4(40)
Прозрачность по шрифту (не менее), см	30	40	40	40
Общая жесткость, мкг/кг	$\frac{30^*}{40}$	$\frac{15^*}{20}$	$\frac{10^*}{15}$	$\frac{5^*}{10}$
Содержание соединений железа (в пересчете на Fe), мкг/кг	Не нормируется	$\frac{300^*}{\text{не нормируется}}$	$\frac{100^*}{230^*}$	$\frac{50^*}{100^*}$
Содержание растворенного кислорода (для котлов с паропроизводительностью 2 т/ч и более)**, мкг/кг	$\frac{50^*}{100}$	$\frac{30^*}{50}$	$\frac{20^*}{30}$	$\frac{20^*}{30}$
Значение pH при 25 °C***	8,5–10,5			
Содержание нефтепродуктов, мкг/кг	5	3	3	0,5

* В числителе указаны значения для котлов, работающих на жидком топливе, в знаменателе – на других видах топлива.

** Для котлов, не имеющих экономайзеров, и для котлов с чугунными экономайзерами содержание растворенного кислорода допускается до 100 мкг/кг при сжигании любого вида топлива.

*** В отдельных случаях, обоснованных головной специализированной ведомственной организацией, может быть допущено снижение значения pH до 7,0.

Контрольные вопросы

1. Дайте определение понятию «услуга» и назовите виды коммунальных услуг населению.
2. Что представляет собой процесс ЦТ и какова его структура?
3. Дайте краткую характеристику коммунальной энергетики.
4. Назовите основные отличительные признаки коммунальной энергетики и «большой».
5. Назовите основные источники теплоты в системах ЦТ.
6. Дайте определение теплофикации и нарисуйте схему ТЭЦ.
7. Как подразделяются водогрейные котельные? Нарисуйте схему водогрейной котельной установки.
8. Как подразделяются паровые котельные? Нарисуйте схему промышленной котельной установки.
9. Объясните термин «когенерация» и нарисуйте принципиальную схему установки с газотурбинной надстройкой и холодильной машиной.
10. Можно ли организовать теплоснабжение жилого квартала по одной трубе?
11. Дайте определение тепловой сети.

12. Назовите схемы тепловых сетей.
13. Зачем нужны резервные теплопроводы и перемычки в тепловых сетях?
14. Назовите преимущества и недостатки воды как теплоносителя в системах ЦТ.
15. Назовите преимущества и недостатки водяного пара как теплоносителя в системах ЦТ.
16. Определите и сравните по табл. 6.5 пропускные способности по теплоте и теплоносителям трубопроводов водяной и паровой теплосети диаметрами $D_y = 100, 300$ и 600 мм. Какие выводы Вы сделаете?
17. Что такое «открытая» и «закрытая» система ЦТ, в чем их принципиальные отличия?
18. Какие способы прокладки тепловых сетей Вы знаете?
19. Какие трубы применяются для строительства тепловых сетей?
20. Назовите типы опорных конструкций трубопроводов теплосети.
21. Как осуществляется компенсация температурных удлинений металлических теплопроводов? Нарисуйте конструкции компенсаторов.
22. Какие теплоизоляционные материалы применяются для изоляции трубопроводов теплосети? Нарисуйте конструкцию подвесной тепловой изоляции.
23. Нарисуйте конструкцию трубопровода в ППУ-изоляции.
24. Что такое теплотребляющая энергоустановка?
25. Как классифицируются тепловые нагрузки систем ЦТ?
26. Что такое абонентский ввод и тепловой пункт, какие различия между ЦТП и ИТП?
27. Каковы особенности нагрузки горячего водоснабжения и как она влияет на нагрузки отопления-вентиляции?
28. Какие параметры теплоносителя контролируются работниками теплосети и как они влияют на экономичность систем теплофикации?
29. Как изменялись по годам температурные графики регулирования московской теплосети?
30. Нарисуйте схему параллельного включения системы отопления и горячего водоснабжения в закрытой зависимой системе ЦТ.
31. Нарисуйте двухступенчатую смешанную схему включения системы отопления и горячего водоснабжения в закрытой зависимой системе ЦТ.
32. Нарисуйте двухступенчатую последовательную схему включения системы отопления и горячего водоснабжения в закрытой зависимой системе ЦТ.

33. Нарисуйте двухступенчатую последовательную схему включения системы отопления и горячего водоснабжения в закрытой независимой системе ЦТ.

34. Нарисуйте схему включения системы отопления и горячего водоснабжения в открытой зависимой системе ЦТ.

35. Нарисуйте схему присоединения промышленного предприятия к паровой тепловой сети.

36. Какие новые конструкции водоподогревателей выпускаются НПО ЦКТИ и чем они отличаются от предыдущих конструкций?

37. Какими нормируемыми показателями определяется качество воды как теплоносителя?

38. Нарисуйте структуру общей жесткости водопроводной воды.

39. Чем определяется агрессивность воды по отношению к металлу трубопроводов и оборудования?

40. Приведите пример массового поражения систем теплоснабжения в Москве.

41. Назовите шкалу интенсивности коррозионного процесса, принятую в теплоэнергетике.

42. Зачем нужно удалять растворенные газы из подпиточной воды и какие устройства служат для этих целей?

43. Назовите допустимые нормы содержания карбонатной жесткости в сетевой и подпиточной воде.

44. Назовите допустимые содержания кислорода в сетевой и подпиточной воде.

45. Назовите ингибиторы коррозии, применяемые в коммунальной энергетике.

46. Зачем нужно умягчать питательную воду и какие устройства служат для этого?

47. Зачем утверждают нормы качества питательной, сетевой и подпиточной воды при СЦТ?

48. Как предотвращаются загрязнения трубопроводов и оборудования в процессе ЦТ?

49. Чем вызвана очистка труб и оборудования от отложений?

50. Назовите методы очистки систем отопления, горячего водоснабжения и вентиляции.

ЧАСТЬ III

АВТОМАТИЗАЦИЯ, ПРОЕКТИРОВАНИЕ И ЭКСПЛУАТАЦИЯ СИСТЕМ ОТОПЛЕНИЯ И ТЕПЛОВЫХ СЕТЕЙ

Глава 7. АВТОМАТИЗАЦИЯ РАБОТЫ СИСТЕМ ОТОПЛЕНИЯ И РЕЖИМОВ ПОТРЕБЛЕНИЯ ТЕПЛОТЫ

7.1. Схемы автоматизации центральных (ЦТП) и индивидуальных (ИТП) тепловых пунктов

В соответствии с правилами по проектированию тепловых пунктов [63] автоматизация центральных и индивидуальных тепловых пунктов должна обеспечивать:

- регулирование подачи теплоты (теплового потока) в системы отопления в зависимости от изменения параметров наружного воздуха;
- ограничение максимального расхода воды из тепловой сети на ТП путем перекрытия клапана регулятора теплоты на отопление;
- поддержание требуемого перепада давлений в подающем и обратном трубопроводах тепловых сетей на вводе в ИТП;
- поддержание заданной температуры воды, поступающей в систему горячего водоснабжения здания.

Московский завод тепловой автоматики (МЗТА) разработал и с 1998 г. выпускает устройства РУНТ для регулирования, управления и информации работы оборудования ЦТП и ИТП.

На рис. 7.1 представлена принципиальная схема применения устройства РУНТ 312 для автоматического управления теплоснабжением при независимой схеме присоединения системы отопления и двухступенчатой схеме горячего водоснабжения.

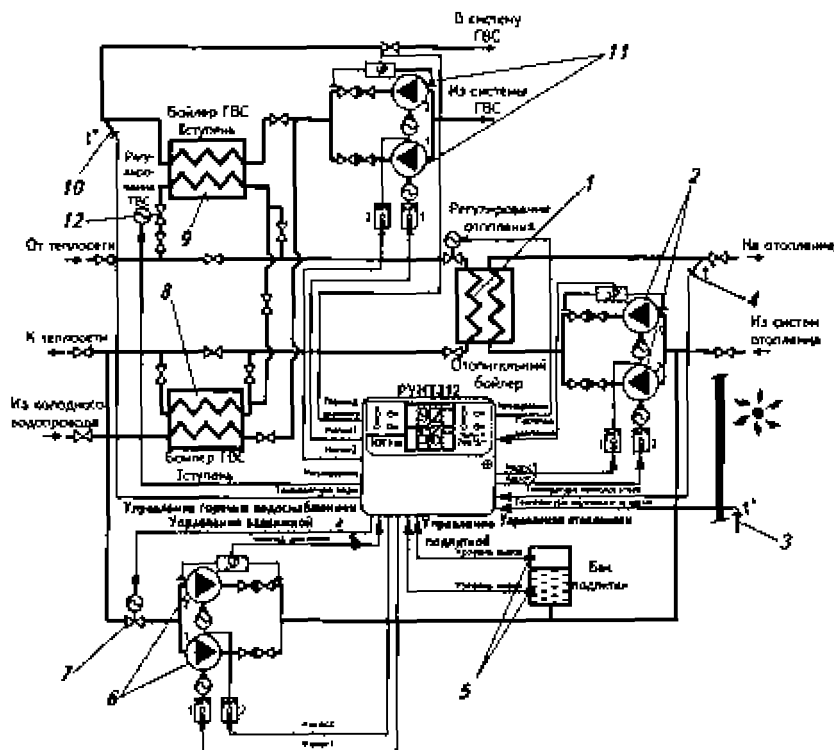


Рис. 7.1. Принципиальная схема применения автоматического регулятора РУНТ 312 в ЦТП для теплоснабжения систем отопления и горячего водоснабжения зданий

1 – водо-водяной теплообменник для нагрева циркуляционной воды в системе отопления здания; 2 – два циркуляционных насоса (один запасной) с электронным управлением частоты вращения системы отопления; 3 – датчик контроля температуры наружного воздуха; 4 – датчик контроля начальной температуры воды в системе отопления; 5 – датчик контроля уровня воды в системе отопления; 6 – два подпиточных насоса (один резервный) подачи воды из системы теплоснабжения для подпитки контура циркуляции системы отопления; 7 – автоматический запорный клапан на трубопроводе подпиточной воды из обратного трубопровода системы централизованного теплоснабжения; 8 – водо-водяной теплообменник первой ступени нагрева водопроводной воды на горячее водоснабжение здания; 9 – водо-водяной теплообменник второй ступени нагрева водопроводной воды на горячее водоснабжение здания; 10 – датчик контроля температуры воды горячего водоснабжения на уровне 60 °С; 11 – насосы (один резервный) циркуляции воды в системе горячего водоснабжения здания; 12 – автоматический вентиль на трубопроводе подачи горячей воды из подающего трубопровода сети теплоснабжения

Автоматический регулятор РУНТ 312 имеет сорок клеммных присоединений электрических проводов диаметром от 0,35 мм до 1,5 мм от различных датчиков и к различным электрическим при-

водам на регулирующих клапанах изменения расхода горячей воды. Потребление горячей сетевой воды из теплосети регулируется РУНТом путем воздействия на автоматический клапан на подающей линии теплосети к водо-водяному пластинчатому теплообменнику 1, в котором нагревается циркулирующая вода системы отопления здания.

Управление расходом теплоты системой отопления здания производится по сигналу датчика 3 температуры наружного воздуха t_n и датчика 4 контроля начальной температуры воды $t_{вн1}$, поступающей в систему отопления.

С повышением t_n снижается $t_{вн1}$. В отапливаемых помещениях здания применены отопительные приборы с терморегуляторами, изменяющими расход горячей воды через отопительный прибор в зависимости от настроенного значения температуры внутреннего воздуха t_v . При повышении t_v терморегулятор сокращает поступление в отопительный прибор горячей воды. Сокращение расхода приведет к повышению давления в подающих трубопроводах и увеличению перепада давления ΔP на стороне нагнетания и всасывания циркуляционных насосов 2 системы отопления. Поддержание постоянства перепада давления при работе насоса 2 (один в резерве) энергетически рационально осуществлять путем применения насосов с электронным управлением частоты вращения вала электродвигателя, например, насосы UPE фирмы «Грундфосс».

С помощью датчиков 5 контролируется уровень воды в системе отопления. При падении статического давления в циркуляционной сети системы отопления, что вызывается снижением высоты водяного столба в стояках, датчики 5 передают через регулятор РУНТ 312 сигнал на пуск одного из подпиточных насосов 6 и открытие автоматического запорного клапана 7 на обратном трубопроводе теплосети.

В ЦТП здания устанавливаются два водо-водяных теплообменника 8 и 9 для двухступенчатого нагрева водопроводной воды на нужды горячего водоснабжения здания. В первой ступени 8 водопроводная вода нагревается теплотой обратной воды сети теплоснабжения. Если датчик 10 фиксирует, что на горячее водоснабжение поступает вода с температурой ниже 60°C , то последует через регулятор РУНТ 312 команда на открытие автоматического вентиля 12 для поступления горячей воды из подающего трубопровода сети теплоснабжения в теплообменник 9 – второй ступени нагрева воды горячего водоснабжения до $t_{вгр} = 60^\circ\text{C}$.

Циркуляция воды в системе горячего водоснабжения осуществляется от работы насосов 11 (один резервный). Расход воды в системе горячего водоснабжения значительно изменяется по часам

суток. Наибольшие водоразборы характерны для утренних и вечерних часов. В ночные часы потребление горячей воды прекращается. Для сохранения $t_{\text{нб}} = 60^\circ\text{C}$ круглые сутки насос *И* должен работать. Режим работы этого насоса значительно изменяется по времени суток, поэтому для поддержания постоянного перепада давления ΔP и сокращения расхода электроэнергии рационально применить насос с электронным управлением частоты вращения.

Наибольшая тепловая нагрузка на систему отопления наблюдается в ночные часы суток холодного периода года, когда потребление горячей воды практически отсутствует, а в теплосети поддерживается температурный перепад $130/70^\circ\text{C}$, при этом активно работает теплообменник *1*. Поэтому расчет теплотехнической эффективности теплообменника *1* должен проводиться на ночной режим работы ЦТП здания, как это показано выше в главах 3 и 4 учебника. Температуры, измеряемые термометрами сопротивления, и другие входные сигналы в РУНТ 312 показываются на цифросимвольных индикаторах. Этим обеспечивается вся необходимая персоналу информация о работе ЦТП. Обобщенный сигнал о нормальной работе ЦТП передается на диспетчерский пункт обслуживания группы зданий. Принципиально возможно подключение устройств РУНТ на нескольких ИТП или ЦТП к общей ЭВМ и к принтеру. МЗТА имеет соответствующие программы для ЭВМ с мнемосхемами одного или нескольких ИТП-ЦТП. Возможно непосредственное подключение к устройствам РУНТ принтеров для распечатки контролируемых параметров.

7.2. Методы учета расхода теплоты

На схеме рис. 7.1 не показан обязательный элемент современного ЦТП – узел учета расхода теплоты зданием. Согласно «Правилам учета тепловой энергии и теплоносителя» (Минтопэнерго России, 1995 г.) потребитель тепловой энергии в виде горячей воды, вырабатываемой на центральных источниках теплоснабжения, должен ставить счетчики расхода горячей воды на входном и выходном трубопроводах сети теплоснабжения к ЦТП здания.

Расход теплоты от теплосети определяется балансовым уравнением:

$$Q_{\text{зд}} = G_{\text{вт.сет}} c_w (T_{\text{вт1}} - T_{\text{вт2}}) / 3600, \text{ кВт}, \quad (7.1)$$

где $G_{\text{вт.сет}}$ – расход через аппараты ЦТП горячей воды из теплосети, кг/ч; $T_{\text{вт1}}$ и $T_{\text{вт2}}$ – температура поступающей к аппаратам ЦТП и уходящей от них в сеть теплоснабжения воды, $^\circ\text{C}$.

Из схемы на рис. 7.1 видно, что на подпитку системы отопления из обратного трубопровода сети теплоснабжения забирается химически подготовленная вода.

На практике имеют место и другие способы отбора в здании горячей воды из теплосети.

Профессором С.Ф. Коньевым в 40-х годах XIX в. была обоснована и разработана система централизованного теплоснабжения с непосредственным разбором сетевой воды на нужды горячего водоснабжения зданий, получившая широкое применение в крупных областных и промышленных центрах страны (более 50 % городов) под названием «открытой системы теплоснабжения» (гл. 6 и рис. 6.9). Поэтому величина расхода поступающей на ЦТП из теплосети горячей воды $G_{\text{вт.сет}}$ будет больше расхода ее (на величину водоразбора), возвращающегося из ЦТП в обратную линию теплосети $G_{\text{вт.об.сет}}$. Для учета несовпадений расходов поступающей на ЦТП и возвращаемой в теплосеть воды в Правилах учета предусматривается установка двух счетчиков. Если потребитель устанавливает счетчик только на подающем трубопроводе, то теплоснабжающая организация оценивает месячную разницу в расходах воды:

$$\Delta G_{\text{вт.сет}} = G_{\text{вт.сет}} - G_{\text{вт.об.сет}} \quad (7.2)$$

и полученный результат относит на оплату тех потребителей теплоты, где нет в ЦТП водосчетчиков на подающем и обратном трубопроводах теплосети.

В настоящее время имеет место значительный износ трубопроводов теплосетей, в которых теряется большое количество теплофикационной воды. Поэтому для потребителя теплоты в открытых СЦТ экономически выгодней выполнить Правила учета и поставить два горячеводных счетчика, как это показано на схеме рис. 7.2.

На подающем 5 и обратном 6 трубопроводах от теплосети, присоединенных к аппаратам ЦТП, установлены счетчики 1 расходов воды $G_{\text{вт.сет}}$ и $G_{\text{вт.об.сет}}$. Для измерения температуры воды $T_{\text{вт}1}$ и $T_{\text{вт}2}$ служат термометры сопротивления 2.

Полученные величины замеров по счетчикам 1 и термометрам сопротивления 2 по соединительным проводам 3 передаются в микропроцессорный вычислитель 4, в котором по алгоритму [формула (7.1)] вычисляется часовой, суточный, месячный и годовой расходы теплоты в здании. Вычислитель 4 имеет встроено автономное электропитание (батарейки), что позволяет вести не зависящие от электроснабжения здания непрерывные измерения расходов теплоты. На показывающем устройстве вычислителя высвечивается информация о проводимых измерениях.

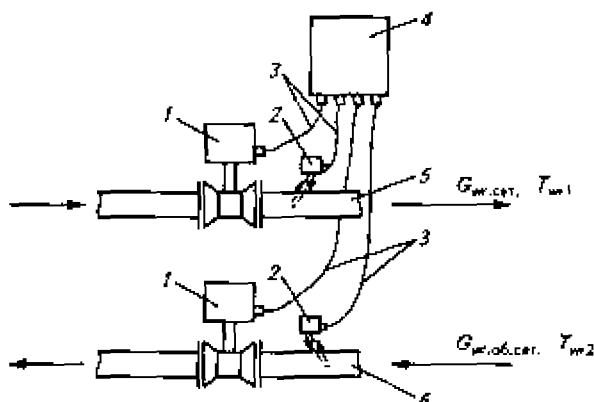


Рис. 7.2. Принципиальная схема установки счетчика расхода теплоты в ЦТП здания

1 – счетчик расхода горячей воды в подающем 5 и обратном 6 трубопроводах теплосети, присоединенные к аппаратам ЦТП; 2 – термометры сопротивления замера температуры горячей воды $T_{гр1}$ в подающем 5 и обратной воды $T_{гр2}$ в обратном 6 трубопроводах; 3 – соединительные электрические провода; 4 – микропроцессорный вычислитель и информатор о расходах теплоты и параметрах измеряемых сред; 5 – подающий трубопровод из теплосети; 6 – обратный трубопровод в теплосеть

На рис. 7.3 показан внешний вид теплосчетчика SA-94/2, где цифрами обозначены его составные части согласно принципиальной схеме на рис. 7.2.

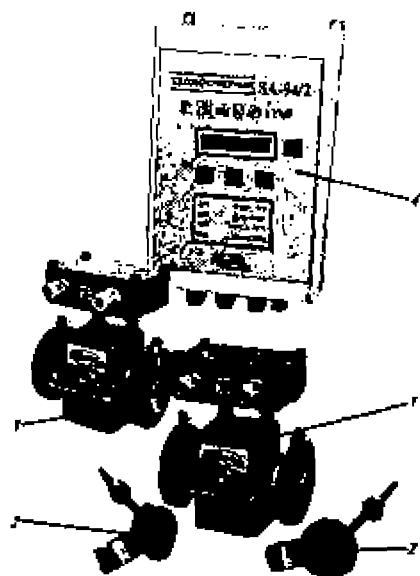


Рис. 7.3. Части теплосчетчика типа SA-94/2. Цифровые обозначения частей одинаковы с рис. 7.2

Расходомеры / проводят измерения на электромагнитном принципе действия, которые подробно излагаются в следующем параграфе.

Фирма ЗАО «Асвега – М» является производителем и поставщиком теплосчетчиков SA 94/2. Диаметры присоединительных трубопроводов могут быть от 10 до 400 мм. Вся гамма приборов может комплектоваться серией адаптеров и согласующих устройств, позволяющих производить съем текущих и статистических данных измерений, и организовать их передачу на центральный пункт сбора информации по телефонным линиям.

На рис. 7.4 представлена принципиальная схема подключения теплосчетчиков SA 94/2 к устройствам передачи текущих и сбора статистических данных измерений.

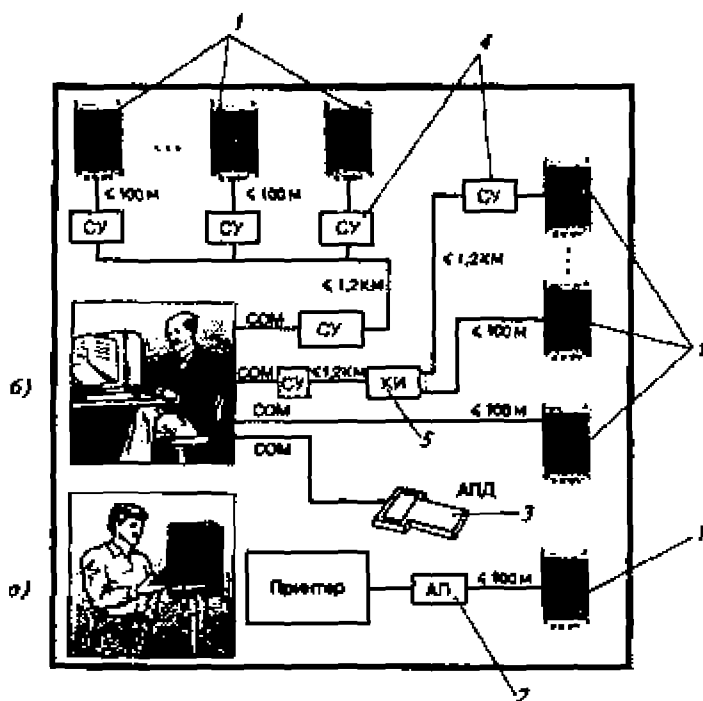


Рис. 7.4. Принципиальная схема присоединения теплосчетчика SA-94/2 к различным устройствам учета и информации о теплоснабжении ИТП
а – индивидуальный учет; б – дистанционный групповой учет; 1 – теплосчетчик SA-94/2; 2 – адаптер принтера АД-3301; 3 – адаптер переноса данных АД-2301; 4 – согласующее устройство АД-1201; 5 – коммутатор интерфейса АД-1202

На схеме рис. 7.4, а показан наиболее простой пример переноса данных с единичного теплосчетчика / с помощью присоединенного к нему адаптера принтера АД 3301 на записывающий прибор (принтер).

На схеме рис. 7.4, б показаны различные возможные варианты централизации сбора, передачи и записи информации о расходах теплоты в зданиях. На ней также показано шесть теплосчетчиков SA 94/2, установленных в ИТП различных потребителей теплоты. К центральному диспетчерскому пункту через телефонные провода (СОМ)-коммуникации теплосчетчики / имеют различные присоединения. Собранные на принтер по схеме на рис. 7.4, а данные могут передаваться через АПД-адаптер переноса данных АД 2301. На расстоянии от теплосчетчика / менее 100 м на центральный пункт передача данных производится по сети коммуникаций (СОМ). При расстояниях больше 100 м от теплосчетчиков / до центрального диспетчерского пункта на линии коммуникации (СОМ) устанавливаются дополнительные согласующие устройства АД 1201(СУ). При расстояниях от теплосчетчиков / до диспетчерского пункта более 1,2 км на линии коммуникации (СОМ) дополнительно устанавливается коммутатор интерфейса АД 1202.

За последние годы установка теплосчетчиков и других аппаратов ИТП, показанных на схеме рис. 7.1, производится при комплектной поставке секций ИТП.

На рис. 7.5 показан комплект поставки оборудования ИТП, смонтированного на разборных монтажных стойках.

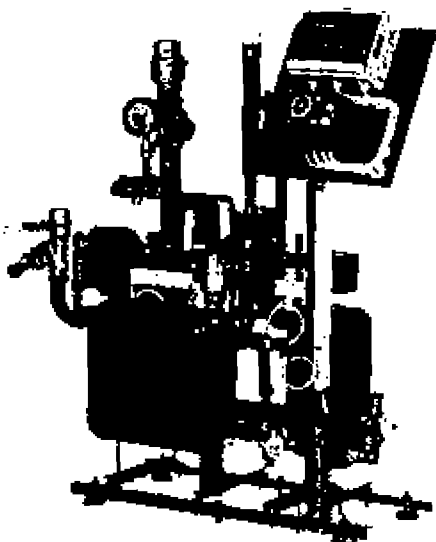


Рис. 7.5. Модульный тепловой пункт для ИТП, поставляемый в полном комплекте оборудования

Комплектные модульные тепловые пункты поставляются фирмами-изготовителями на заданную тепловую производительность. Они включают все необходимое оборудование: заборные клапаны, автоматические приборы, теплосчетчики, водо-водяные пластинчатые теплообменники, циркуляционные насосы, измерительные приборы. При требуемой значительной тепловой производительности комплектные тепловые пункты поставляются в форме модулей, имеющих размер по ширине 700 мм, что позволяет проносить модули в проемах подвальных дверей. Модульность конструкции ИТП позволяет осуществлять быстрый и качественный монтаж ИТП в здании.

Широкое применение в отечественной практике получили модульные ИТП производства фирмы «Альфа-Лаваль Россия». Эта фирма производит высокоэффективные водо-водяные теплообменники, входящие в оборудование ИТП.

7.3. Принципы работы приборов учета теплоты

В теплосчетчиках, как это следует из уравнения (7.1), необходимо измерять расход и температуру горячей воды. Для измерения расхода воды наибольшее применение получили: тахометрические, электромагнитные и ультразвуковые расходомеры.

Тахометрическими называют расходомеры и счетчики, основанные на принципах использования зависимости скорости движения тела (вращательного, колебательного и др.), помещенного в поток воды, от ее расхода.

Наибольшее применение для измерения расхода холодной и горячей воды получили счетчики с вращением крыльчатки или турбины. На рис. 7.6, а показана принципиальная схема крыльчатого водомера, а на рис. 7.6, б – его внешний вид.

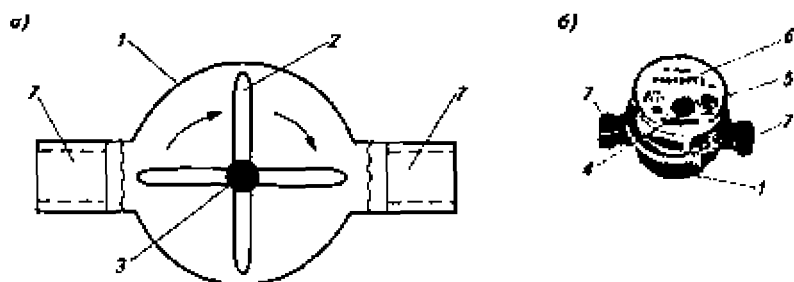


Рис. 7.6. Крыльчатый счетчик расхода воды
а – принципиальная схема; б – внешний вид; 1 – корпус; 2 – крыльчатка; 3 – магнитная муфта; 4 – счетный механизм; 5 – стрелочные индикаторы; 6 – цифровые индикаторы расхода воды; 7 – патрубки с резьбой для присоединения к трубопроводам

Крыльчатые водомеры устанавливаются на горизонтальных участках трубопроводов с прямыми участками размеров $5d_y$ до прибора и $1d_y$ после прибора. Диаметры условных проходов d_y крыльчатых водомеров, выпускаемых фирмой «Мытищинская теплосеть», $d_y = 15, 20, 25, 32$ и 40 мм. Такая конструкция водомеров как одна из лучших отечественных моделей нашла широкое применение в качестве квартирных счетчиков расходов теплопроводной и горячей воды.

Проходящий по корпусу 1 расход воды G_w вызывает вращение крыльчатки 2. Крутящий момент крыльчатки 2 зависит от расхода воды через корпус 1 и передается посредством магнитной муфты 3 на счетный механизм 4, снабженный стрелочными индикаторами 5 и цифровым показателем расхода 6. Трубопроводы присоединяются на муфтах к патрубкам с резьбой 7.

В расходомерах с диаметром условного прохода $d_y = 50, 65, 80, 100, 125, 150, 200$ и 250 мм применены вращающиеся турбины. Фирма «Мытищинская теплосеть» имеет многолетний опыт производства и эксплуатации крыльчатых и турбинных счетчиков воды производительностью: крыльчатые – от $1,5 \text{ м}^3/\text{ч}$ ($d_y = 15$ мм) до $2,5 \text{ м}^3/\text{ч}$ ($d_y = 20$ мм); турбинные – от $4 \text{ м}^3/\text{ч}$ ($d_y = 32$ мм) до $400 \text{ м}^3/\text{ч}$ ($d_y = 250$ мм).

Положительными достоинствами тахометрических счетчиков воды являются простота конструкции и сравнительно малая стоимость. В условиях эксплуатации они показывают достаточную точность измерений при обеспечении необходимой чистоты измеряемых потоков жидкости. Расходомеры по принципу вращения крыльчатки или турбины нашли широкое применение и при измерении расходов газа.

На рис. 7.7 представлена принципиальная схема электромагнитного расходомера.

Принцип измерения расхода жидкости в электромагнитных счетчиках заключается в следующем: трубопровод 1 с движущейся в нем токопроводящей жидкостью (например, водой) помещается в магнитное поле, создаваемое постоянными или переменными магнитами 2. Перемещаемая по трубопроводу 1 жидкость играет роль проводника, перемещающегося в магнитном поле, создаваемом магнитом 2. В жидкости как в проводнике возбуждается электрический ток, величина которого пропорциональна средней скорости потока, а следовательно, и расходу измеряемой жидкости. Возбуждаемый в потоке жидкости электрический ток воспринимается электродами 3 и по соединительным проводам 4 передается на регистрирующее устройство 5. Внешний вид электромагнитных счетчиков расхода воды показан на рис. 7.3 в позиции 1.

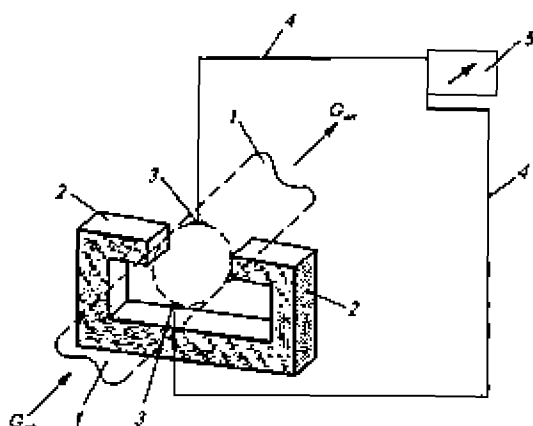


Рис. 7.7. Принципиальная схема электромагнитного метода измерения расходов воды

1 – трубопровод, по которому проходит поток теплопроводящей жидкости (воды); 2 – электромагнит; 3 – электроды на поверхности трубы; 4 – соединительные провода от электродов к регистрирующему устройству; 5 – регистрирующее устройство расхода воды

Ультразвуковые расходомеры используют принцип измерения скорости распространения звуковых колебаний в движущемся потоке в зависимости от скорости потока жидкости. На рис. 7.8 показан разрез ультразвукового расходомера.

В корпусе 1 по обе стороны участка сужения потока 2 имеются отверстия, в которые вставлены датчики 3 и 4 ультразвуковых

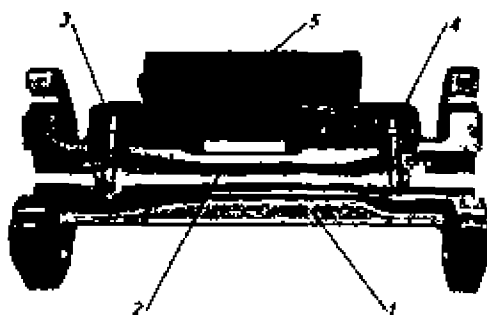


Рис. 7.8. Конструктивная схема ультразвукового расходомера

1 – корпус с присоединительными фланцами; 2 – сужение сечения для потока в средней части корпуса; 3 – первое отверстие в корпусе, где размещается генератор ультразвука по течению потока жидкости; 4 – второе отверстие в корпусе, где размещается генератор ультразвука против течения потока; 5 – устройство, генерирующее звук и регистрирующее расход жидкости

колебаний. Датчик 3 направляет звуковые волны по потоку, а датчик 4 направляет звуковые волны против движения потока жидкости. Изменение энергии ультразвуковых волн от датчиков 3 и 4 зависит от расхода жидкости по суженному участку 2 корпуса 1 и передается на регистрирующее устройство 5.

На рис. 7.9 показаны части теплосчетчика ТСК7 с ультразвуковым водосчетчиком 2WR фирмы «Теплоком».

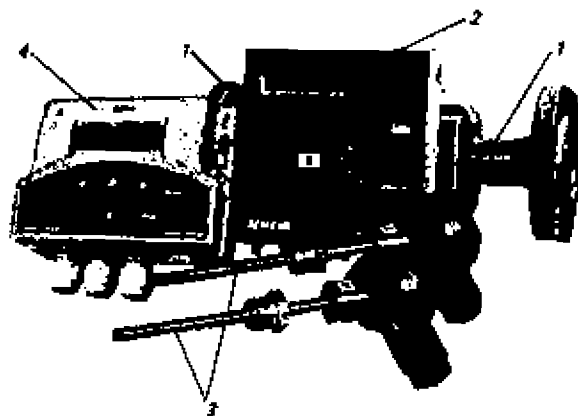


Рис. 7.9. Части теплосчетчика ТСК7 с ультразвуковым водосчетчиком 2WR
1 – корпус ультразвукового водосчетчика 2WR с фланцами для присоединения к трубопроводам сети теплоснабжения; 2 – устройство генерации ультразвука и регистрации расхода жидкости; 3 – термомпары сопротивления; 4 – вычислитель ВКТ-7 с автономным электропитанием от батарей

К фланцам корпуса 1 присоединяются трубопроводы сети теплоснабжения. На корпусе 1 крепится устройство 2, выполняющее роль звукового генератора и регистратора измеряемого расхода в сети теплоснабжения горячей воды. Термометры сопротивления устанавливают в подающий и обратный трубопроводы для измерения температуры воды $T_{\text{вт1}}$ и $T_{\text{вт2}}$. Ультразвуковой расходомер 2WR и термометры сопротивления 3 соединяются проводами с вычислителем 4, который имеет автономное электропитание (на батарейках). Это создает полную энергонезависимость теплосчетчика ТСК7, надежность и безопасность в работе.

Ультразвуковые расходомеры нашли широкое применение для измерений расходов воды без нарушения герметичности трубопроводов – контактный метод снятия замеров на поверхности трубопроводов с толщиной стенки до 25 мм и диаметрами от 10 до 300 мм. На рис. 7.10 представлены габариты переносного ультразвукового контактного измерителя расходов типа ISTT-P.

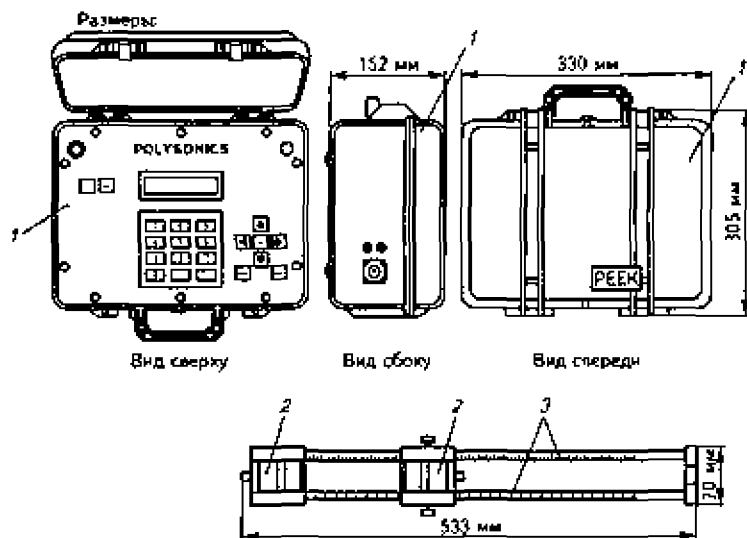


Рис. 7.10. Переносной ультразвуковой расходомер типа -Polysonics ISTT-P-
1 – кейс с измерительными и показывающими приборами, батареями электропитания; 2 – измеряющие контакты, устанавливаемые на поверхности трубопровода; 3 – рейка с направляющими для перемещения контактов 2

Измерительные и показывающие приборы, автономное энергопитание располагаются в кейсе 1, а на трубу накладываются контакты 2, располагаемые на рейке 3. Контакты 2 могут перемещаться по направляющим рейки 3 и закрепляться в требуемом месте замеров на поверхности трубопровода. В комплекте прибора имеется два соединительных кабеля длиной 5 м каждый. Возможные скорости воды в измеряемых трубопроводах от 0 до 15 м/с. Температуры измеряемой жидкости от -40°C до $+150^{\circ}\text{C}$. Электропитание – от перезаряжаемой батареи с возможностью непрерывной работы до 9 ч. Возможны дополнительные поставки: алфавитно-цифрового принтера; накопителя данных на 65 000 значений; удлиненные кабели датчиков длиной до 1000 м; программное обеспечение; высокотемпературный вариант до $+243^{\circ}\text{C}$; вариант для постоянной установки.

На рис. 7.11 показано применение переносного ультразвукового расходомера ISTT-P при замере расхода воды в трубопроводе 4, на поверхности которого установлены измерительные контакты 2 на рейке 3. Кабелями 5 контакты 2 связаны с кейсом 1, в котором расположены приборы измерения, показа информации автономного электропитания.

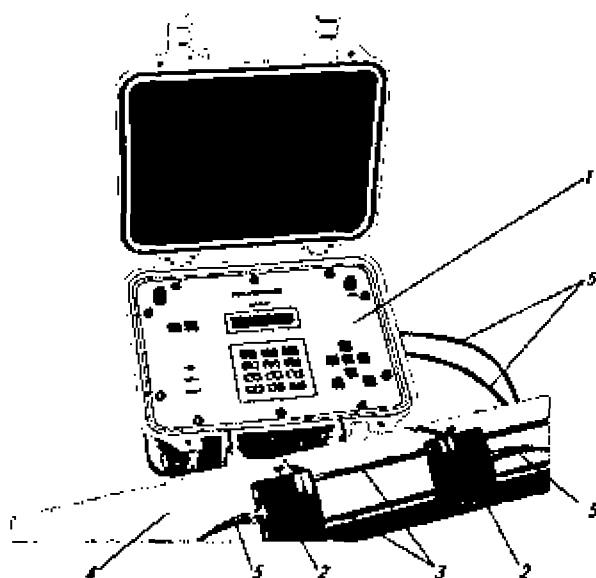
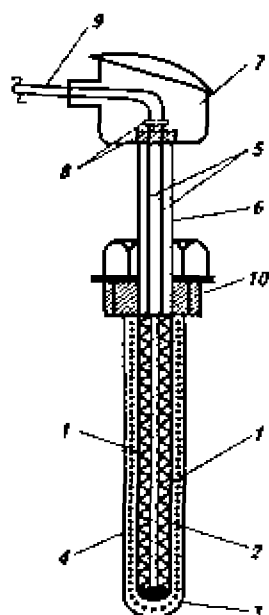


Рис. 7.11. Применение переносного ультразвукового расходомера
Поз. 1–3 одинаковы с поз. рис. 7.10; 4 – трубопровод с проходящей по нему жидкостью; 5 – соединительные кабели между контактами 2 и измерительными приборами в кейсе 1

Термолары сопротивления используют в комплекте приборов теплосчетчика для измерения температур поступающей $T_{\text{нт1}}$ и возвратной $T_{\text{нт2}}$ воды сети теплоснабжения. Принцип измерения температуры среды, в которую помещен чувствительный элемент термометра сопротивления, основан на способности различных материалов изменять свое электрическое сопротивление с изменением температуры. На рис. 7.12 показана конструктивная схема термометра сопротивления.

В качестве чувствительного элемента 1 служит намотанная на керамический стержень тонкая платиновая или медная проволока. Особо точные термометры делают с использованием платиновой проволоки, но эти приборы дороги. Наибольшее распространение получили термометры сопротивления с использованием медной проволоки, хотя она обладает сравнительно небольшим удельным омическим сопротивлением — $0,17 \cdot 10^{-2}$ Ом/м. Величина омического сопротивления влияет на габариты термометров сопротивления. Чем меньше удельное омическое сопротивление проволоки в чувствительном элементе 1, тем большая требуется длина проволоки его и соответственно большие габариты прибора.

а)



б)

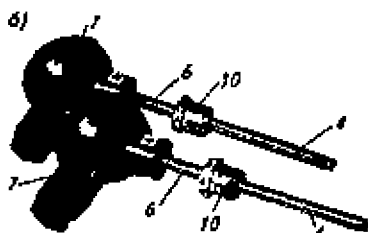


Рис. 7.12. Конструктивная схема (а) и внешний вид (б) термометра сопротивления

1 – чувствительный элемент из платиновой или медной проволоки, в форме спирали, располагающейся на керамическом стержне; 2 – пористый керамический цилиндр; 3 – керамический порошок; 4 – защитная наружная трубка из нержавеющей стали; 5 – токопроводящие выводы; 6 – наружная защитная трубка из нержавеющей стали; 7 – головка термометра со съёмной крышкой; 8 – клеммы для присоединения выводного провода; 9 – провод к фиксирующему прибору; 10 – втулка с резьбой для установки в трубопровод, имеющий патрубки с внутренней резьбой

Чувствительный элемент 1 помещен в пористый керамический цилиндр 2, заполненный керамическим порошком 3, заключенный в наружную защитную трубку-чехол 4 из нержавеющей стали.

К верхним концам спирали чувствительного элемента 1 припаяны выводы 5, которые заключены в трубку 6 из нержавеющей стали. Трубка 6 и выводы 5 входят в головку 7 прибора, где выводы 5 заканчиваются клеммами 8, к которым присоединяется соединительный кабель 9 от фиксирующего измерения температуры прибора.

Термометр сопротивления закрепляется на резьбовой втулке 10 в патрубке с внутренней резьбой, приваренном к поверхности трубы, в которой замеряется температура жидкости. В потоке измеряемой жидкости располагается защитная трубка 4 с заключенным в ней чувствительным измеряющим элементом 1. После герметизации установки термометра в патрубке на трубе у головки 7 открывается крышка и производится крепление к клеммам 8 соединительного провода 9 к фиксирующему изменению температуры жидкости прибору.

На рис. 7.12, б показаны два термометра сопротивления, входящие в комплект теплосчетчика, как это видно из схемы на рис. 7.2.

7.4. Методы автоматизации систем отопления

Мощность системы отопления зависит от внешних и внутренних условий, влияющих на формирование тепловых режимов отапливаемых помещений.

Внешние климатические условия определяются наружными климатическими параметрами, которые значительно изменяются как по географическому месту расположения (широта, долгота) объекта строительства, так и по временным параметрам – времени суток, периода года.

Для суточных колебаний температуры наружного воздуха характерно сохранение наиболее низких величин в ночные и утренние часы, когда требуется наиболее высокая тепловая мощность системы отопления. Значительно изменяются температуры наружного воздуха по месяцам отопительного периода. На рис. 7.13 представлен график изменения среднемесячных температур наружного воздуха за семь месяцев отопительного периода в климате Москвы по данным СНиП [49]. В нем для оценки расходов теплоты на работу систем отопления для различных климатических районов России приводятся данные по средним за отопительный период температурам наружного воздуха меньше и равным $t_n \leq 8^\circ\text{C}$.

Для климата Москвы продолжительность отопительного периода определена в $\tau_{\text{от.пер.}} = 213$ суток (5112 ч) при средней за этот период температуре наружного воздуха $t_{\text{н.ср.от.пер.}} = -3,6^\circ\text{C}$. Из гра-

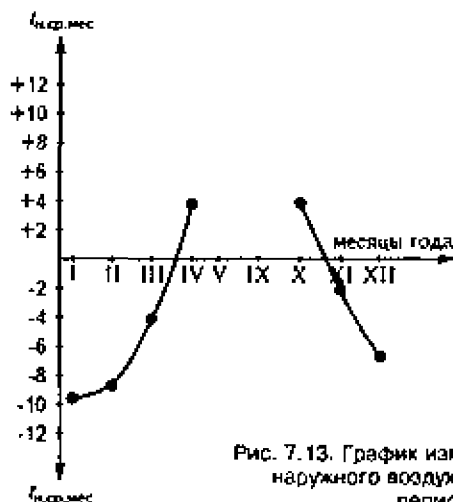


Рис. 7.13. График изменения среднемесячных температур наружного воздуха за семь месяцев отопительного периода в климате Москвы

фика на рис. 7.13 следует, что наиболее холодные дни и наибольшие нагрузки на систему отопления наблюдаются в январе, а наи-

меньшие — в октябре. Отопительный период в Москве установлен в 7 мес и по СНиП [49] регламентируется в 213 суток*. Изменение температур наружного воздуха по месяцам отопительного периода требует применения средств регулирования мощности отопительных систем.

При централизованном теплоснабжении от ТЭЦ в источнике производства тепловой энергии осуществляется качественное регулирование по температурному графику теплоснабжения. При повышении температуры наружного воздуха снижается начальная температура сетевой воды в подающем теплопроводе $T_{\text{нгр}}$.

В главе 2 показано, что расчетная мощность систем отопления вычисляется по температурному перепаду ($t_n - t_{\text{нгр}}$). Для расчетных параметров Б в климате Москвы перепад температур для расчета систем отопления составляет $\{20 - (-26)\} = (20 + 26) = 46^\circ\text{C}$.

Из графиков на рис. 7.13 видно, что в октябре средняя температура наружного воздуха $t_{\text{н, ср. окт}} = +4,2^\circ\text{C}$. Следовательно, расчетный перепад, определяющий требуемую мощность системы отопления в октябре, составит: $20 - 4,2 = 15,8^\circ\text{C}$. Отношением помесечных перепадов температур можно охарактеризовать требуемую степень снижения за отопительный период тепловой мощности системы отопления. Для климата Москвы это отношение составит: $46/15,8 = 2,9$ раза.

На графике рис. 7.13 показаны также среднемесячные температуры наружного воздуха для мая $t_{\text{н, ср. окт. пер}} = +11,6^\circ\text{C}$ и для сентября $t_{\text{н, ср. окт. пер}} = +10,6^\circ\text{C}$. Значения средних температур наружного воздуха выше $+8^\circ\text{C}$ и поэтому эти месяцы года не входят в отопительный период. Однако длительное наблюдение показало, что в Москве в отдельные недели мая и сентября в ночные и утренние часы температура наружного воздуха приближается к 0°C . Централизованное теплоснабжение в эти месяцы выключено и жители пользуются электронагревателями для поддержания комфортной температуры воздуха в помещениях.

Использование прямого электронагрева экономически дорого. Поэтому автономное теплоснабжение домов или квартир позволяет обеспечить тепловой комфорт независимо от графика централизованного теплоснабжения. В этом состоит одно из его преимуществ.

Данные о средних за отопительный период температурах наружного воздуха $t_{\text{н, ср. окт. пер}}$ и продолжительности отопительного периода позволяют проводить расчеты годовых расходов теплоты на работу системы отопления по формулам:

* В СНиП 23-01-99* (с изменением №1) — 216 суток.

на компенсацию трансмиссионных теплопотерь через наружные ограждения:

$$\Sigma Q_{\text{т. пот. тр}} = \frac{F_{\text{н}} (t_{\text{в}} - t_{\text{н. ср. от. пер}})}{R_{\text{нр}}} \tau_{\text{от. пер}} \cdot 24 \cdot 10^{-3}, \text{ кВт} \cdot \text{ч}; \quad (7.2)$$

на нагрев санитарной нормы приточного наружного воздуха:

$$\Sigma Q_{\text{п. н}} = \frac{L_{\text{п. н}} \rho_{\text{п. н}} c_p (t_{\text{в}} - t_{\text{н. ср. от. пер}})}{3600} \tau_{\text{от. пер}} \cdot 24, \text{ кВт} \cdot \text{ч}; \quad (7.3)$$

теплопоступления от бытового и служебного оборудования:

$$\Sigma Q_{\text{т. выд}} = F_{\text{пом}} q_{\text{т. выд}} \tau_{\text{от. пер}} \cdot 24 \cdot 10^{-3}, \text{ кВт} \cdot \text{ч}. \quad (7.4)$$

Расчетные годовые расходы теплоты на отопление и вентиляцию составят:

$$\Sigma \Sigma Q_{\text{т. от}} = \Sigma Q_{\text{т. пот. тр}} + \Sigma Q_{\text{п. н}} - \Sigma Q_{\text{т. выд}}, \text{ кВт} \cdot \text{ч}. \quad (7.5)$$

Покажем на примере определение упомянутых выше составляющих теплового баланса 10-этажного жилого здания в климате Москвы.

Пример 7.1. Исходные условия: Десятиэтажное жилое здание в Москве имеет:

общую площадь наружных ограждающих конструкций $F_{\text{н}} = 2673 \text{ м}^2$;

площадь жилых помещений $F_{\text{пом}} = 1488 \text{ м}^2$;

площадь отапливаемых помещений $F_{\text{от.от}} = 2392 \text{ м}^2$;

приведенное термическое сопротивление наружных ограждений $R_{\text{нр}} = 2,26 \text{ м}^2 \cdot ^\circ\text{C}/\text{Вт}$;

удельные тепловыделения в жилых комнатах примем $q_{\text{т. выд}} = 10 \text{ Вт}/\text{м}^2$;

кратность воздухообмена жилых помещений $3 \text{ м}^3 / (\text{м}^2 \cdot \text{ч})$;

продолжительность отопительного периода $\tau_{\text{от. пер}} = 213$ суток при среднесуточной температуре $t_{\text{н. ср. от. пер}} = -3,6 ^\circ\text{C}$.

Требуется: Определить трансмиссионные теплопотери, расход теплоты на подогрев санитарной нормы воздуха, суммарный годовой расход теплоты на отопление и вентиляцию здания, удельные показатели (сравнить их с нормативными).

Решение: 1. По формуле (7.2) вычисляем расход теплоты системой отопления на компенсацию трансмиссионных теплопотерь через наружные ограждающие конструкции здания:

$$\Sigma Q_{\text{т. пот. тр}} = 2673 (20 + 3,6) \cdot 213 \cdot 24 \cdot 10^{-3} / 2,26 = 142\,690 \text{ кВт} \cdot \text{ч}.$$

2. Вычисляем санитарную норму приточного наружного воздуха $L_{\text{п. н}}$ в жилые помещения: $L_{\text{п. н}} = F_{\text{пом}} \cdot 3 = 1488 \cdot 3 = 4464 \text{ м}^3/\text{ч}$.

3. По формуле (7.3) вычисляем расход теплоты на подогрев санитарной нормы приточного наружного воздуха до комнатной температуры $t_{\text{в}} = +20 ^\circ\text{C}$:

$$\Sigma Q_{\text{п.н}} = 4464 \cdot 1,26 \cdot 1 \cdot (20 + 3,6) \cdot 213 \cdot 24/3600 = 188\,493 \text{ кВт} \cdot \text{ч}.$$

4. По формуле (7.4) вычисляем суммарные тепловыделения

$$\Sigma Q_{\text{т.зд}} = 1488 \cdot 10 \cdot 213 \cdot 24 \cdot 10^{-3} = 76\,067 \text{ кВт} \cdot \text{ч}.$$

5. По формуле (7.5) вычисляем расходы теплоты на функционирование системы отопления:

$$\Sigma \Sigma Q_{\text{т.от}} = 142\,690 + 188\,493 - 76\,067 = 255\,116 \text{ кВт} \cdot \text{ч}.$$

6. Вычисляем удельный расход теплоты в системе отопления жилого 10-этажного здания:

$$q_{\text{т.от}} = \Sigma \Sigma Q_{\text{т.от}} / F_{\text{пом.от}} = 255\,116/2392 = 106,65 \text{ кВт} \cdot \text{ч}/\text{м}^2.$$

7. Сравним полученный показатель удельного расхода теплоты в системе отопления 10-этажного жилого здания с нормативным показателем по МГСН [50]:

$$q_{\text{т.от.норм}} = 95 \text{ кВт} \cdot \text{ч}/\text{м}^2.$$

Показатель энергетической эффективности здания вычисляется по формуле:

$$\mathcal{E}_{\text{зд}} = (q_{\text{т.от}} - q_{\text{т.от.норм}}) \cdot 100/q_{\text{т.от.норм}}, \% \quad (7.6)$$

По формуле (7.6) для рассматриваемого здания получим:

$$\mathcal{E}_{\text{зд}} = (106,65 - 95) \cdot 100/95 = 12\%.$$

По данным табл. 8.3 полученный показатель характеризует стандартную категорию энергетической эффективности здания.

Для повышения энергетической эффективности функционирования системы отопления, организации устойчивого воздушного режима в здании, повышения санитарно-гигиенических качеств создаваемого в жилых помещениях микроклимата, применим в 10-этажном жилом доме систему организованной приточно-вытяжной вентиляции с включением в нее установки утилизации теплоты вытяжного воздуха на нагрев приточного наружного воздуха.

Оценим на примере 7.2 энергоэффективность такого решения.

Примем показатель теплотехнической эффективности установки утилизации $\theta_{\text{у}} = 0,4$ и температуру вытяжного воздуха из кухни и санузлов $t_{\text{у1}} = +24^\circ\text{C}$. Находим температуру приточного наружного воздуха после установки утилизации при средней температуре наружного воздуха по формуле:

$$t_{\text{п.н}} = \theta_{\text{у}} \cdot (t_{\text{у1}} - t_{\text{н.ср.от.пер}}) + t_{\text{н.ср.от.пер}}, ^\circ\text{C}. \quad (7.7)$$

Пример 7.2. Исходные условия: В жилом здании по примеру 7.1 применяется приточно-вытяжная система вентиляции с $\theta_{\text{у}} = 0,4$ и $t_{\text{у1}} = 24^\circ\text{C}$.

Требуется: Определить годовой расход теплоты на годовое функционирование системы отопления совместно с приточно-вытяжной вентиляцией и сделать вывод об энергоэффективности принятого решения.

Решение: 1. По формуле (7.7) вычисляем температуру приточного наружного воздуха после установки утилизации:

$$t_{п.п} = 0,4 \cdot (24 + 3,6) - 3,6 = 7,5^{\circ}\text{C}.$$

2. По формуле (7.3) вычисляем расход теплоты на подогрев санитарной нормы приточного наружного воздуха:

$$\Sigma Q_{п.у} = 4464 \cdot 1,22 \cdot 1 \cdot (20 - 7,5) \cdot 213 \cdot 24/3600 = 96\,668 \text{ кВт} \cdot \text{ч}.$$

3. По формуле (7.5) вычисляем годовой расход теплоты на отопление и вентиляцию здания:

$$\Sigma \Sigma Q_{т.от.у} = 142\,690 + 96\,668 - 76\,067 = 163\,291 \text{ кВт} \cdot \text{ч}.$$

4. Вычисляем удельный годовой расход теплоты в системе отопления и организованной вентиляции жилого 10-этажного здания:

$$q = \Sigma \Sigma Q_{т.от.у} / F = 163\,291 / 2392 = 68,3 \text{ кВт} \cdot \text{ч} / \text{м}^2.$$

5. Сравниваем полученный удельный показатель расхода теплоты с нормируемым по МГСН [50] по формуле (7.6):

$$\Delta_{зд} = (68,3 - 95) \cdot 100/95 = -28 \, \%.$$

Вывод: По данным табл. 3.6 МГСН [50] полученный показатель характеризует повышенную энергоэффективность здания.

Полученные результаты о годовых расходах теплоты в системах отопления и вентиляции 10-этажного жилого дома могут быть получены при условии реализации автоматического регулирования системы отопления в ЦТП, как это показано на схеме рис. 7.1. Датчик контроля температуры наружного воздуха 3 через регулирующий прибор РУНТ 312 осуществляет автоматизацию работы системы отопления здания в зависимости от изменения температуры наружного воздуха.

Изменения температуры наружного воздуха t_n характерны и для суточного режима работы системы отопления. На рис. 7.14 показаны графики суточного хода температур наружного воздуха в январе (кривая 1) как наиболее холодного зимнего месяца и в марте (кривая 2), когда отмечается много солнечных дней.

Кривая 1 показывает, что расчетная температура наружного воздуха в климате Москвы по параметрам Б ($t_{н,к} = -26^{\circ}\text{C}$ [46]) наблюдается в ночные часы и требуемая тепловая мощность системы отопления будет наибольшей. В дневные часы температура наружного воздуха повышается до -15°C , что требует пропорционального повышению температуры t_n снижения тепловой мощности системы отопления. Наиболее быстро снижение тепловой производительности системы отопления достигается автоматичес-

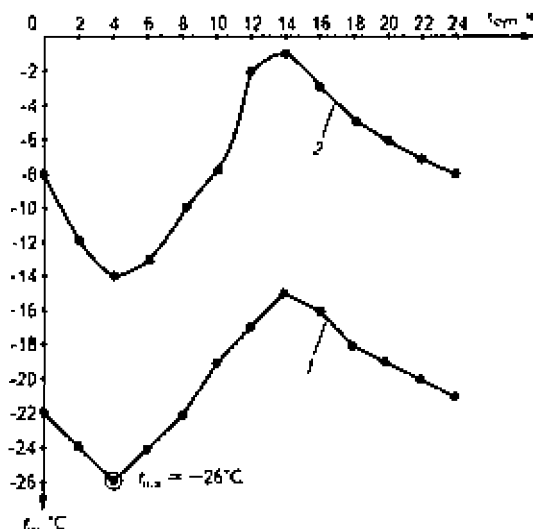


Рис. 7.14. График изменения за сутки температуры наружного воздуха в два месяца отопительного периода
1 – в январе; 2 – в марте

ким сокращением подачи в водоводяной теплообменник 1 горячей воды из сети теплоснабжения по команде датчика 3 (см. рис. 7.1). Соответствующий импульс поступает на управляющее устройство РУНТ 312, от которого следует команда на автоматический клапан сокращения расхода горячей сетевой воды. Следовательно, на ИТП автоматическое изменение тепловой мощности системы отопления в зависимости от изменения температуры наружного воздуха осуществляется методом количественного регулирования расхода теплоносителя из теплосети.

По правилам поставки теплоты от ТЭЦ центральное регулирование температуры сетевой воды осуществляется не чаще двух раз в сутки. Из графиков на рис. 7.14 видно, что суточное изменение тепловой мощности системы отопления требуется проводить непрерывно. Это позволит обеспечивать теплотой системы отопления в соответствии с реальными условиями изменения температур наружного воздуха.

В административных и общественных зданиях экономия энергии на работу систем отопления достигается применением регулятора «Минитерм 400.22.74» (МЗТА). Применение этих регуляторов позволяет экономить тепловую энергию методами снижения температуры в ночные часы, когда нет людей на рабочих местах.

На рис. 7.15 показан график изменения температур воды в системе отопления в ночные часы. В регулятор «Минитерм 400.22.74»

встроен таймер-календарь. В 21 ч в среду, когда в служебных помещениях нет людей, происходит снижение температуры t_n до 10–11 °С в соответствии с заданной программой, которая автоматически корректируется в зависимости от температуры наружного воздуха. В 4 ч утра в четверг автоматический регулятор выполняет программу подъема температуры горячей воды до значений, при которых работа системы отопления к 7 ч утра, за час до прихода в помещение служащих, восстановит температуру воздуха в помещениях до комфортного уровня $t_n = +20$ °С.

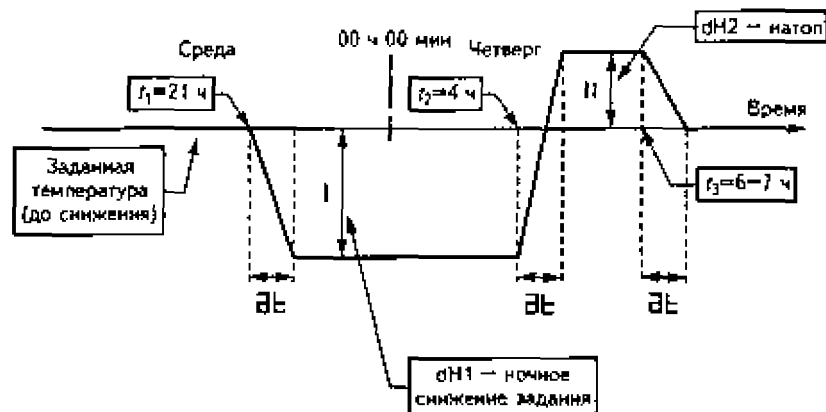


Рис. 7.15. График суточного изменения тепловой мощности системы отопления, программа которого автоматически контролируется в зависимости от температуры наружного воздуха и времени суток

Длительность времени снижения Δt и проведения нагрева автоматически корректируется в зависимости от t_n .

В выходные и праздничные дни в служебных помещениях нет людей и можно снижать температуру t_n до более низких значений, чем в ночные часы рабочих дней. На рис. 7.16 показан график снижения тепловой мощности системы отопления за двое суток выходных дней (суббота и воскресенье).

Регулятор «Минитерм 400.22.74» может быть подключен к ЭВМ с показом мнемосхем узлов ИТП и системы отопления. Это позволяет осуществлять одновременный просмотр, контроль и управление отдельными узлами системы теплоснабжения, отопления и горячего водоснабжения здания.

Внешнее влияние на работу системы отопления оказывает и солнечная радиация. Интенсивность солнечной радиации на остекленные части наружных ограждений зданий зависит от ориентации остекления по сторонам света, времени года и суток. Воз-

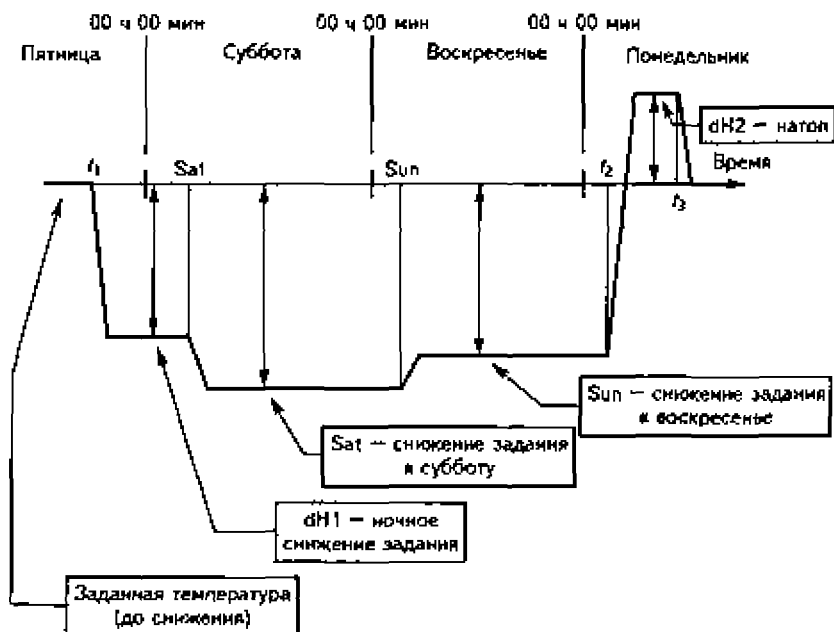


Рис. 7.16. График изменения тепловой мощности системы отопления в субботу и воскресенье (выходные и праздничные дни)

действие солнечной радиации на помещения здания наиболее эффективно учитывать по условиям формирования теплового режима в каждом помещении. Регулирование мощности отопительной системы по особенностям изменения внутреннего теплового режима проводится методом регулирования отопительных приборов в каждом помещении.

7.5. Автоматизация нагревательных приборов

В системах отопления тепловая мощность на нагрев помещения передается от отопительных приборов. В помещениях формирование теплового режима обуславливается внешними и внутренними факторами. Внешние условия, связанные с изменением температуры наружного воздуха, энергетически рационально учитывать методом автоматического изменения температуры горячей воды, подаваемой к отопительным приборам. Методы автоматизации работы системы отопления при изменениях t_n рассмотрены в разделе 7.4.

Рассмотрим особенности формирования теплового режима на примере кабинета в административном здании.

Пример 7.3. Исходные условия: Кабинет в административном здании имеет наружную стену площадью 10 м^2 с окном площадью $2,6 \text{ м}^2$, ориентированным на юг, (соответственно стена $10 - 2,6 = 7,4 \text{ м}^2$). Стена выполнена в виде трехслойной панели со слоем изоляции 100 мм имеет $R_{ст} = 2,8 \text{ м}^2 \cdot ^\circ\text{C}/\text{Вт}$. Окно — из двойного стеклоблока с $R_{ок} = 0,56 \text{ м}^2 \cdot ^\circ\text{C}/\text{Вт}$.

В рабочее время с 9 до 20 ч в кабинете работают три человека, включены три ПЭВМ, потребляющие 600 Вт (200×3) электроэнергии и в зимний пасмурный день постоянно работает ламповое освещение мощностью 200 Вт .

В ночной период приточно-вытяжные агрегаты не работают и в помещение от инфильтрации поступает санитарная норма наружного воздуха, вычисляемая по формуле (2.9): $L_{н,н} = 20 \cdot 3 = 60 \text{ м}^3/\text{ч}$.

В 8 ч утра (за час до прихода служащих) включаются приточно-вытяжные агрегаты с подачей в кабинет санитарной нормы наружного воздуха $3 \cdot 60 = 180 \text{ м}^3/\text{ч}$.

Требуется: Определить суточный ход изменения теплового режима (по часам) в кабинете при изменении температуры наружного воздуха (от расчетной $t_{н,т} = -26 ^\circ\text{C}$ в ночное время) по кривой t на графике рис. 7.14.

Решение: 1. По формуле (2.5) вычисляем расчетные трансмиссионные теплотопотери (тепловой поток), через стену и окно:

$$Q_{т,пот,ст} = 7,4 \cdot [20 - (-26)]/2,8 = 122 \text{ Вт};$$

$$Q_{т,пот,ок} = 2,6 \cdot [20 - (-26)]/0,56 = 214 \text{ Вт}.$$

Итого расчетные трансмиссионные теплотопотери кабинета составляют:

$$Q_{т,пот,гр} = 122 + 214 = 336 \text{ Вт}.$$

2. По формуле (2.6) вычисляем расход теплоты системой отопления на нагрев инфильтрационного воздуха:

$$Q_{т,п,и} = 60 \cdot 1,34 \cdot 1 \cdot (20 + 26)/3,6 = 1027 \text{ Вт}.$$

3. По формуле (2.19) вычисляем расчетную мощность отопительного прибора:

$$Q_{т,от} = 336 + 1027 = 1363 \text{ Вт}.$$

4. По аналогии с пп. 1–3 проводим расчет требуемой мощности отопительного прибора по часам, начиная с 20 ч вечера до 8 ч утра. По результатам расчетов получим:

20 ч	$Q_{т,от} = 1136 \text{ Вт}$
22 ч	$Q_{т,от} = 1180 \text{ Вт}$
24 ч	$Q_{т,от} = 1202 \text{ Вт}$
02 ч	$Q_{т,от} = 1222 \text{ Вт}$
04 ч	$Q_{т,от} = 1363 \text{ Вт}$
06 ч	$Q_{т,от} = 1222 \text{ Вт}$
08 ч	$Q_{т,от} = 1217 \text{ Вт}$

5. Вычисляем расход теплоты на нагрев $180 \text{ м}^3/\text{ч}$ санитарной нормы приточного воздуха:

$$t_{\text{п.н}} = t_{\text{н}} = 20^\circ\text{C}; \quad Q_{\text{т.п.н}} = 180 \cdot 1,31 \cdot 1 \cdot (20 + 22)/3,6 = 2751 \text{ Вт.}$$

При этом расчетная мощность отопительного прибора будет:

$$Q_{\text{т.п}} = 306 + 2751 = 3057 \text{ Вт.}$$

6. В 9 ч утра приступают к физической работе средней тяжести три человека, которые выделяют в процессе труда тепловой поток $Q_{\text{т.л}} = 3 \cdot 105 = 315 \text{ Вт}$. Потребленная электрическими приборами (компьютерами, осветительными приборами) энергия переходит в тепловую. Общие притоки теплоты в кабинет составят:

$$Q_{\text{т.св}} = 315 + 600 + 200 = 1115 \text{ Вт.}$$

Трансмиссионные потери за этот час составят: $106 + 186 = 292 \text{ Вт}$, а теплоты на нагрев санитарной нормы приточного наружного воздуха потребуется $Q_{\text{т.п.н}} = 2620 \text{ Вт}$.

Требуемая мощность отопительного прибора по формуле (2.19) составит:

$$Q_{\text{т.от.пр}} = Q_{\text{т.тр.}} + Q_{\text{т.п.н}} - Q_{\text{т.св}} = 292 + 2620 - 1115 = 1797 \text{ Вт.}$$

7. Наиболее высокая температура наружного воздуха отмечается в 14 ч $t_{\text{н}} = -15^\circ\text{C}$, трансмиссионные потери при этом составят: $92,5 + 162,5 = 255 \text{ Вт}$, а на нагрев санитарной нормы наружного воздуха затрачивается 2275 Вт .

Требуемая мощность отопительного прибора составит:

$$Q_{\text{т.от.пр}} \approx 255 + 2275 - 1115 = 1415 \text{ Вт.}$$

На рис. 7.17 представлен график суточного изменения расчетной требуемой мощности отопительного прибора в служебном помещении при пасмурной погоде, когда не учитывалась солнечная радиация на окно. Кривая 1 отвечает условиям, когда отопительный прибор должен компенсировать трансмиссионные теплотопотери и нагреть приточный наружный воздух.

Наиболее высокая тепловая мощность отопительного прибора в 3057 Вт требуется в 8 ч утра, когда для удаления накопившихся за ночь вредных выделений от пластмассовых отделочных материалов, мебели и строительных материалов включаются приточно-вытяжные агрегаты. При этом принято, что приточный наружный воздух не нагревается в калориферах, а подается к отопительному прибору в помещение с температурой $t_{\text{п.н}} = t_{\text{н}}$. Такой режим работы отопительного прибора крайне неблагоприятный и поэтому, как правило, приточный воздух нагревают в приточном агрегате.

Первоначально в приточном агрегате наружный воздух энергетически целесообразно нагревать от теплоты вытяжного выбросного воздуха. Последующий догрев приточного наружного воздуха рационально ограничить температурой $t_{\text{п.н}} = 10\text{--}12^\circ\text{C}$, что позволит располагать естественным холодом для поглощения теплопритоков от служебного оборудования, людей и солнечной радиации через окно.

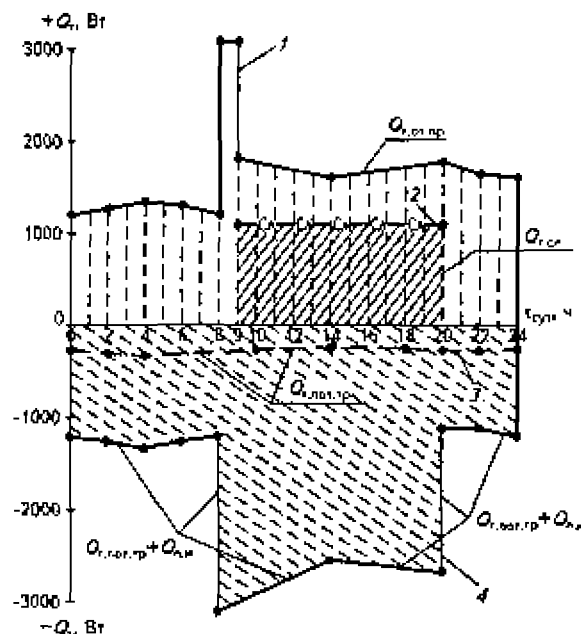


Рис. 7.17. График изменения суточной потребности мощности отопительного прибора в служебном помещении

1 – кривая суточной потребности в изменении тепловой мощности отопительного прибора $Q_{от,пр}$; 2 – тепловыделения от служебного оборудования и людей $Q_{в,сл}$; 3 – трансмиссионные теплопотери через наружные ограждения; 4 – требуемый расход теплоты на компенсацию трансмиссионных теплопотерь и нагрев санитарной нормы приточного наружного воздуха $Q_{т,от,пр} + Q_{н,пр}$.

Из результатов расчетов в примере 7.3 следует, что благодаря применению современных методов теплозащиты наружных ограждений (трехслойные стены с тепловой изоляцией), герметичных окон (окна с двойным стеклоблоком) трансмиссионные теплопотери, которые должны быть компенсированы работой отопительных приборов, составляют от 336 Вт (см. п. 1 при расчетной $t_{н} = -26^{\circ}\text{C}$) до 255 Вт (при $t_{н} = -15^{\circ}\text{C}$). В ночные часы при остановленных приточно-вытяжных агрегатах добавляется тепловая нагрузка на отопительные приборы на нагрев санитарной нормы приточного наружного воздуха, которая в ночные часы колеблется от 1363 Вт (п. 3 примера) до 1136 Вт (п. 4 примера).

Вычислим процент изменения тепловой мощности отопительного прибора в ночные часы при влиянии только температуры наружного воздуха:

$$(1363 - 1136) \cdot 100 / 1363 = 17 \, \%.$$

Автоматическое регулирование тепловой мощности отопительных приборов осуществляется терморегуляторами, принцип работы которых подробно рассмотрен выше. Столь малые изменения расчетной тепловой мощности отопительных приборов могут не вызвать изменения t_d и работу приборов автоматики, так как стены, пол, потолок, мебель и масса служебного оборудования обладают значительной тепловой инерцией. Наличие нагретых до 20 °С массивных внутренних ограждений и других предметов и оборудования в помещении обусловит малые изменения t_d при ночных режимах изменения расчетной мощности отопительных приборов только на 17 % [25].

В 8 ч утра, когда в отапливаемое помещение будет поступать санитарная норма в 180 м³/ч холодного приточного воздуха, требуемое процентное увеличение тепловой мощности отопительного прибора составит:

$$(2912 - 1363) \cdot 100/1363 = 114 \, \%.$$

Такое значительное суточное увеличение необходимой тепловой производительности отопительного прибора потребует времени и значительных изменений режимов его работы.

В рабочие часы в служебном помещении имеются постоянные тепловыделения в 1115 Вт. Применение отопительных приборов с автоматическими регуляторами их тепловой мощности позволяет значительно снизить расход теплоты. На графике рис. 7.17 это отвечает различию в площадях сектора теплопотерь и тепловой мощности отопительного прибора.

В общественных и административных зданиях наиболее энергетически рационально применять в качестве отопительных приборов доводчики эжекционные типа ДЭ 2.6.140/180, конструктивные особенности которых показаны на рис. 7.18. Цифра 2 в названии показывает, что ДЭ может поставляться с двумя теплообменниками 4. Один теплообменник через терморегулятор присоединяется к двухтрубной системе теплоснабжения. Вторым теплообменником 4 может служить для охлаждения эжектируемого воздуха. Для выполнения этого режима второй теплообменник через терморегулятор присоединяется по двухтрубной схеме к источнику холодоснабжения летом.

Для определения тепловой производительности ДЭ 2.6.140/180 служит график на рис. 7.19, где показана зависимость параметра удельной тепловой производительности A_d , Вт/°С, для теплообменника 4 при различном расходе горячей воды $G_{гв}$ по его трубам. Из сопловых элементов ДЭ расход первичного наружного воздуха $L_{п.н}$ может обеспечиваться двумя паспортными расчетны-

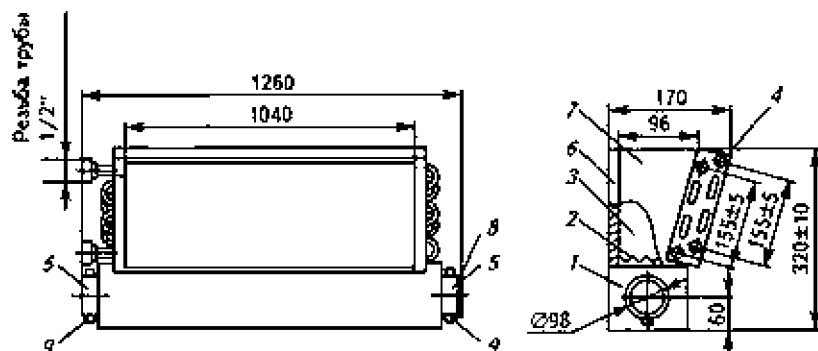


Рис. 7.18 Конструктивная схема доводчика эжекционного типа ДЭ 2.6.140/180
 1 – камера первичного воздуха; 2 – блок эжектирующих сопел; 3 – смешительная камера; 4 – теплообменники; 5 – патрубок; 6 – стенка задняя; 7 – стенка боковая; 8 – заглушка; 9 – хомут

ми расходами в 180 и 140 м³/ч, что отражено в его наименовании. Для прохода через сопла паспортных расходов первичного наружного воздуха в 140–180 м³/ч необходимо перед ДЭ обеспечить давление воздушного потока $H_{ст} = 130$ Па.

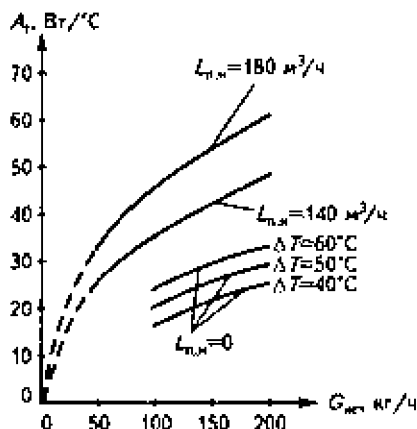


Рис. 7.19. Опытная зависимость удельной тепловой производительности теплообменника в доводчике ДЭ 2.6.140/180

В режимах конвективного нагрева ($L_{n,n} = 0$) показатель A_t дополнительно зависит от начального перепада температур $\Delta T = t_{вг1} - t_n$, °С.

Выходя из сопел ДЭ, первичный наружный воздух эжектирует из помещения внутренний воздух $L_{n,n}$ при коэффициенте эжек-

ции $k_z = 2,8$. Тогда для дневного времени работы ДЭ по данным Примера 7.3 из помещения эжектируется внутренний воздух в количестве: $L_{в,з} = L_{п,н} \cdot k_z = 180 \cdot 2,8 = 504 \text{ м}^3/\text{ч}$.

Рассмотрим энергетически рациональный режим отопления служебного помещения на примере 7.4.

Пример 7.4. Исходные условия: Для помещения по примеру 7.3 санитарная норма приточного наружного воздуха $L_{п,н} = 180 \text{ м}^3/\text{ч}$ в дневные часы подается от центрального приточного агрегата, в котором имеется теплоотдающий теплообменник установки утилизации с теплотехнической эффективностью $\theta_y = 0,38$. Температура удаляемого из санузлов и других вспомогательных помещений вытяжного воздуха $t_{y1} = 24 \text{ }^\circ\text{C}$.

Требуется: Определить расчетную тепловую нагрузку на прибор отопления и методы регулирования нагревательных приборов.

Решение: 1. Определим нагрев приточного наружного воздуха в 9 ч утра в установке утилизации при $t_n = -20,3 \text{ }^\circ\text{C}$ (см. кривую 1 на рис. 7.14):

$$t_{п,н,у} = 0,38 \cdot (24 + 20,3) - 20,3 = -3,5 \text{ }^\circ\text{C}.$$

2. Теплопотери в 12 ч составляют $Q_{т,пот,гр} = 270 \text{ Вт}$ (кривая 4). Вычислим избытки теплоты в 12:00 при условии подачи в помещение приточного наружного воздуха с температурой $t_{п,н} = t_n = t_b = +20 \text{ }^\circ\text{C}$:

$$Q_{т,изб} = 1115 - 270 = 845 \text{ Вт}.$$

3. При наличии теплоизбытков в помещении температура воздуха в зоне обитания будет выше комфортного уровня $t_b = 20 \text{ }^\circ\text{C}$. Поэтому для экономии тепла приточный наружный воздух, поступающий к соплам ДЭ, должен иметь $t_{п,н} < t_b$.

4. Для поглощения расчетных теплоизбытков в помещение необходимо подавать приточный воздух с температурой $t_n < t_b$. Вычисление требуемой температуры приточного воздуха производится по формуле:

$$t_n = t_y - \frac{Q_{т,изб} \cdot 3,6}{L_{п,н} \cdot \rho_n \cdot c_p}, \text{ }^\circ\text{C}. \quad (7.8)$$

5. Для рассматриваемого примера в помещение от ДЭ будет поступать в рабочую зону объем приточного воздуха, равный объему смеси $L_{п,н}$ и эжектируемого $L_{в,з}$.

$$L_n = L_{п,н} + L_{в,з}, \text{ м}^3/\text{ч}. \quad (7.9)$$

По формуле (7.9) для рассматриваемого режима работы ДЭ 2.6.180 получим:

$$L_n = 180 + 504 = 684 \text{ м}^3/\text{ч}.$$

6. При подаче приточного воздуха в зону обитания людей температура вытяжного воздуха из верхней зоны $t_y = 22 \text{ }^\circ\text{C}$.

7. По формуле (7.8) вычисляем требуемую температуру приточного от ДЭ воздуха: $t_n = 22 - (845 \cdot 3,6)/(684 \cdot 1,2 \cdot 1) = 18 \text{ }^\circ\text{C}$.

По условиям теплового комфорта в холодный период года перепад температуры должен быть:

$$\Delta t_{\text{раб}} = t_n - t_p \leq 3 \text{ }^{\circ}\text{C}.$$

Для рассматриваемого примера рабочий перепад температур без подачи в теплообменник ДЭ горячей воды составляет: $\Delta t_{\text{раб}} = t_n - t_p = 2 \text{ }^{\circ}\text{C}$, что отвечает условиям теплового комфорта.

8. Для получения $t_n = 18 \text{ }^{\circ}\text{C}$ в камере смешения ДЭ должен быть смешан холодный приточный наружный воздух $t_{\text{п.н}}$ и эжектируемый $t_{\text{в.э}} = t_p$.

Составим уравнение смеси:

$$L_{\text{п}} t_{\text{п}} = L_{\text{п.н}} t_{\text{п.н}} + L_{\text{в.э}} t_p \quad (7.10)$$

Из уравнения (7.10) определим требуемую температуру приточного наружного воздуха:

$$t_{\text{п.н}} = (L_{\text{п}} t_{\text{п}} - L_{\text{в.э}} t_p) / L_{\text{п.н}}, \text{ }^{\circ}\text{C}. \quad (7.11)$$

Для рассматриваемого примера по формуле (7.11) получим:

$$t_{\text{п.н}} = (684 \cdot 18 - 504 \cdot 20) / 180 = 12,4 \text{ }^{\circ}\text{C}.$$

9. В приточном агрегате после теплоотдающего теплообменника утилизации на подогрев приточного наружного воздуха для рассматриваемого помещения затрачивается тепловой поток:

$$Q_{\text{т.п.н}} = L_{\text{п.н}} \rho_{\text{п.н}} c_p (t_{\text{п.н}} - t_{\text{п.н.у}}) / 3,6, \text{ Вт}. \quad (7.12)$$

По формуле (7.12) для рассматриваемого примера получим:

$$\begin{aligned} Q_{\text{т.п.н}} &= L_{\text{п.н}} \rho_{\text{п.н}} c_p (t_{\text{п.н}} - t_{\text{п.н.у}}) / 3,6 = \\ &= 180 \cdot 1,24 \cdot 1 \cdot (12,4 + 3,5) / 3,6 = 986 \text{ Вт}. \end{aligned}$$

В примере 7.3 для нагрева санитарной нормы приточного наружного воздуха до $t_p = 20 \text{ }^{\circ}\text{C}$ затрачивается теплота:

$$\begin{aligned} Q_{\text{т.п.н}} &= L_{\text{п.н}} \rho_{\text{п.н}} c_p (t_{\text{п.н}} - t_{\text{п.н.у}}) / 3,6, \text{ Вт} = \\ &= 180 \cdot 1,31 \cdot 1 \cdot (20 + 20,3) / 3,6 = 2640 \text{ Вт}. \end{aligned}$$

Благодаря применению установки утилизации и в качестве отопительного прибора ДЭ 2.6.180, что позволило смешать холодный воздух $t_{\text{п.н}} = 12,4 \text{ }^{\circ}\text{C}$ с внутренним эжектируемым воздухом с $t_p = 20 \text{ }^{\circ}\text{C}$, достигается следующий процент экономии теплоты: $(2640 - 986) \cdot 100 / 2640 = 63 \text{ } \%$.

Это указывает на энергетические и санитарно-гигиенические (подача $L_{\text{п.н}}$ в зону обитания людей) преимущества совмещения систем отопления и вентиляции помещений при применении аппаратов ДЭ 2.6.140/180.

В жилых помещениях площадью 20 м^2 санитарная норма $L_{\text{т.н}} = 20 \cdot 3 = 60 \text{ м}^3/\text{ч}$ и для совмещения функций отопления и вентиляции применяется аппарат ДЭ 1.6.30/90, конструкция которого рассмотрена выше.

Контрольные вопросы

1. Какие задачи должны решать средства автоматического регулирования в ЦТП и ИТП?
2. Имеются ли отечественные приборы автоматики для управления работой аппаратов в составе ТП?
3. Какая формула определяет расход теплоты в ИТП здания?
4. Какая схема счетчика расхода теплоты в здании рекомендуется к применению?
5. На каких принципах измерений выпускаются приборы для измерения расходов воды?
6. На каких принципах работают тахометрические расходомеры?
7. На каких принципах работают электромагнитные расходомеры?
8. На каких принципах работают ультразвуковые расходомеры?
9. Какими приборами можно производить измерение расхода жидкости в трубопроводе без внесения в поток датчиков?
10. Какими приборами измеряется температура жидкости?
11. Какова продолжительность отопительного периода в климате Москвы и Вашего региона?
12. Какими причинами вызывается необходимость автоматизации работы систем отопления?
13. Какие методы применяются для регулирования работы системы отопления?
14. В чем особенность метода качественного регулирования?
15. В чем особенность метода количественного регулирования?
16. Какие составляющие определяют расход теплоты в системах отопления?
17. Как изменяются в течение суток внешние воздействия на работу систем отопления?
18. Как изменяются внешние воздействия за отопительный период работы системы отопления?
19. Какие воздействия на работу систем отопления оказывают изменения внутренних тепловых режимов в отапливаемых помещениях?
20. Какими методами регулируются отопительные приборы?
21. В чем преимущества систем отопления, совмещенных с применением эжекционных доводчиков?

Глава 8. ЭНЕРГОСБЕРЕЖЕНИЕ И ЭКОНОМИЯ ТЕПЛОВОЙ ЭНЕРГИИ ПРИ КРУГЛОГODOVOM ФУНКЦИОНИРОВАНИИ ЗДАНИЙ

8.1. Законодательные решения по энергосбережению

В Федеральном законе «Об энергосбережении» от 3 апреля 1996 г. № 28-ФЗ указано, что объектом государственного регулирования в области энергосбережения являются отношения, возникающие в процессе деятельности, направленной на:

- эффективное использование энергетических ресурсов при их добыче, производстве, транспортировке, хранении и потреблении;
- осуществление государственного контроля за эффективным использованием энергетических ресурсов;
- развитие добычи и производства альтернативных видов топлива, способных заменить энергетические ресурсы более дорогих и дефицитных видов (под термином альтернативные виды топлива в законе подразумеваются сжатый и сжиженный газ, биогаз, генераторный газ, продукты переработки биомассы, водоотопольное топливо и др.);
- создание и использование энергоэффективных технологий, топливо-, энергопотребляющего и диагностического оборудования, конструкционных и изоляционных материалов, приборов учета расхода энергетических ресурсов и для контроля за их использованием, систем автоматизированного управления энергопотреблением;
- обеспечение точности, достоверности и единства измерения в части учета отпускаемых и потребляемых энергоресурсов.

В Федеральном законе № 28-ФЗ прежде всего предписана первоочередная организация учета потребляемых энергоресурсов. Методы организации учета потребляемой тепловой энергии подробно рассмотрены в главе 7.

Вторым важным положением закона является государственное управление энергосбережением, которое осуществляется на основе федеральных и межрегиональных программ путем:

- стимулирования производства и использования топливно- и энергосберегающего оборудования;

- осуществления государственного надзора за эффективным использованием энергетических ресурсов и контроля за установлением прогрессивных норм расхода теплоты, электроэнергии, газа, воды, технологических материалов;

- проведения энергетических обследований организаций в целях оценки эффективности использования энергетических ресурсов и снижения затрат потребителей на топливо и энергопотребление;

- проведения энергетической экспертизы проектной документации для строительства при обязательном наличии в комплекте документации энергетического паспорта зданий различного назначения;

- реализации экономических, информационных, образовательных и других направлений деятельности в области энергосбережения.

С учетом этих положений Закона РФ «Об энергосбережении» Госстрой России разработал СНиП 23-02-2003 «Тепловая защита зданий» [47], а региональные органы власти ввели местные территориальные нормативы по теплозащите и энергосбережению. Так правительство Москвы и Московской области утвердили строительные нормы (МГСН), нормы технологического проектирования и энергосбережения в зданиях [50, 51].

СНиП [47] и нормы устанавливают обязательные минимальные требования по теплозащите зданий исходя из требований по снижению их энергопотребления путем повышения теплозащитных качеств ограждающих строительных конструкций, отыскания рациональных архитектурно-строительных форм зданий и объемно-планировочных решений на основе проектной проработки сравнения различных вариантов. В них впервые в нашей стране даны численные значения нормативных удельных годовых расходов теплоты системой отопления здания за отопительный период. Расчетная потребность за год теплоты на отопление здания $\Sigma Q_{\text{т.от}}$, кВт · ч/год, вычисляется по методике, изложенной в главе 7. Полученный в проекте здания расчетный удельный показатель расхода теплоты за отопительный период $q_{\text{т.от}}$ сравнивается с нормируемым удельным расходом теплоты $q_{\text{т.от.норм}}$, установленным в СНиП для различных типов и этажности зданий, что показано в табл. 8.1 и 8.2.

Достигнутая в проекте энергетическая эффективность здания $\mathcal{E}_{\text{зд}}$ вычисляется по формуле (7.6), в которой используются рас-

Таблица 8.1

Нормируемый удельный расход тепловой энергии на отопление $q_{н}^{топ}$ жилых домов многоквартирных отдельно стоящих и блокированных, $\text{кДж}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C} \cdot \text{сут})$

Отапливаемая площадь домов, м^2	С числом этажей			
	1	2	3	4
60 и менее	140	—	—	—
100	125	135	—	—
150	110	120	130	—
250	100	105	110	115
400	—	90	95	100
600	—	80	85	90
1000 и более	—	70	75	80

П р и м е ч а н и е. При промежуточных значениях отапливаемой площади дома в интервале 60–1000 м^2 значения $q_{н}^{топ}$ должны определяться по линейной интерполяции.

Таблица 8.2

Нормируемый удельный расход тепловой энергии на отопление зданий $q_{н}^{топ}$, $\text{кДж}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C} \cdot \text{сут})$

Тип зданий	Этажность зданий					
	1–3	4, 5	6, 7	8, 9	10, 11	12 и выше
1. Жилые, гостиницы, общежития	По табл. 8.1	85[31] для 4-этажных многоквартирных и блокированных домов – по табл. 8.1	80[29]	76[27,5]	72[26]	70[25]
2. Общественные, кроме перечисленных в поз. 3, 4 и 5 таблицы	[42]; [38]; [36] соответственно нарастанию этажности	[32]	[31]	[29,5]	[28]	
3. Поликлиники и лечебные учреждения, дома-интернаты	[34]; [33]; [32] соответственно нарастанию этажности	[31]	[30]	[29]	[28]	
4. Дошкольные учреждения	[45]	—	—	—	—	—
5. Сервисного обслуживания	[23]; [22]; [21] соответственно нарастанию этажности	[20]	[20]			
6. Административного назначения (офисы)	[36]; [34]; [33] соответственно нарастанию этажности	[27]	[24]	[22]	[20]	[20]

П р и м е ч а н и е. Для регионов, имеющих значение $D_a = 8000 ^\circ\text{C} \cdot \text{сут}$ и более, нормируемые $q_{н}^{топ}$ следует снизить на 5%.

четные проектные показатели удельных годовых расходов теплоты на отопление $q_{т.от}$ по сравнению с нормируемыми значениями $q_{н.т.от}$, принимаемыми по табл. 8.1 и табл. 8.2.

Оценка достигнутой в проекте энергетической эффективности сравнивается с данными табл. 8.3.

Таблица 8.3

Классы энергетической эффективности зданий

Обозначение класса	Наименование класса энергетической эффективности	Величина отклонения расчетного (фактического) значения удельного расхода теплоты на отопление здания от нормативного, %	Рекомендуемые мероприятия органами администрации субъектов РФ
Для новых и реконструируемых зданий			
A	Очень высокий	Менее минус 51	Экономическое стимулирование
B	Высокий	От минус 10 до минус 50	То же
C	Нормальный	От минус 5 до минус 9	-
Для существующих зданий			
D	Низкий	От плюс 6 до плюс 75	Желательна реконструкция здания
E	Очень низкий	Более 76	Необходимо утепление здания в ближайшей перспективе

В нормах СНиП МГСН регламентируется обязательное включение в проект здания раздела «Энергоэффективность». В этом разделе должны быть представлены описание мероприятий по снижению расхода теплоты и сводные показатели энергоэффективности проектных решений в соответствующих частях здания. В соответствии с Федеральным законом «Об энергосбережении» при достижении проектантами, строителями и эксплуатационным персоналом реального снижения потребления энергоресурсов по сравнению с региональными нормами осуществляется денежное вознаграждение из средств, сэкономленных за оплату энергии.

Если реальные замеры выявили превышение действительных расходов энергии по сравнению с показателями раздела проекта здания «Энергоэффективность», то необходимо осуществить ревизию принятых решений. Причины реальных повышений по сравнению с расчетными проектных расходов энергии могут быть связаны с ошибками в проектах, низким качеством строительства или неправильной эксплуатацией систем отопления и вентиляции.

Выявленные виновники в снижении энергоэффективности здания должны нести материальную ответственность за допущенные ошибки.

В целях стимулирования использования энергетических ресурсов указанным законом предписано устанавливать сезонные цены на природный газ, сезонные тарифы на электро- и теплоэнергию, а также внутрисуточные дифференцированные тарифы на электроэнергию.

Региональными энергетическими комиссиями (РЭК) с 1998 г. ежегодно утверждаются дифференцированные тарифы на суточное использование электроэнергии. Так, например, ОАО «Мосэнерго» на вторую половину 2002 г. для абонентов, имеющих автоматизированный учет расхода электроэнергии (двухтарифные счетчики), установил различную стоимость 1 кВт · ч израсходованной электрической энергии по времени суток:

— ночное время с 23:00 до 7:00 — 0,22 руб. за 1 кВт · ч, остальное время суток — 1,25 руб. за 1 кВт · ч.

В современных жилых домах устанавливают двухтарифные счетчики, которые автоматически переключаются по времени суток на две шкалы замера расходуемой электроэнергии. Экономные хозяйки стали покупать электрические стиральные машины, посудомоечные и другие электроприборы с наличием автоматического таймера, который включает электропотребляющие приборы в ночные часы пониженной стоимости электроэнергии.

Широкое применение в зданиях автоматизированных многотарифных счетчиков позволяет использовать дешевую ночную электроэнергию для целей теплоснабжения зданий, оборудованных электрическими вводами большой мощности (бытовые электроплиты, подробно об этом см. раздел 4.1.6).

Стимулирование за экономию энергии реализуется региональными правительствами. Так, например, в Москве для организаций, работающих на местном бюджете (больницы, школы и др.), установлены нормы годового расхода теплоты и электроэнергии. Нормативные расходы энергии оплачиваются из местного бюджета. Если по итогам года бюджетная организация достигла снижения годового расхода энергии по сравнению с нормативным уровнем, то разница в оплате остается в распоряжении руководства этой бюджетной организации и может расходоваться на совершенствование энергопотребляющего оборудования и расширения применения энергосберегающих технологий и нового оборудования.

Практически во всех регионах страны разработаны и введены в практику нормативные документы по энергосбережению в зданиях различного назначения. Прежде всего это реализуется в направлении повышения теплозащиты ограждающих конструкций.

Правительством Москвы принято постановление №1027-пп от 17.12.2002 г. «О порядке стимулирования энергосбережения

в организациях комплекса социальной сферы Правительства Москвы». Приводим некоторые положения этого постановления:

Ежегодно утверждаются лимиты потребления электрической, тепловой энергии и воды для организаций, финансируемых из местного бюджета. На основе этих лимитов планируются в бюджете региона денежные средства для оплаты годовых расходов учреждением электроэнергии, теплоты и воды.

Средства, сэкономленные за счет сокращения потребления ресурсов, остаются в распоряжении учреждения. Фактическое потребление учреждением ресурсов (электроэнергия, теплота, вода) рассчитывается учреждением исходя из показаний приборов учета и сравнивается с утвержденными нормами. Достигнутая экономия от снижения расходов ресурсов может быть направлена бюджетными учреждениями на финансирование мероприятий по ресурсосбережению (оплату услуг и работ подрядных организаций ресурсосберегающего характера), капитальный и текущий ремонт, закупку технологического оборудования, компьютерной техники и инвентаря для нужд учреждения.

В случаях превышения фактического потребления ресурсов против утвержденного норматива на соответствующую сумму уменьшаются плановые лимиты ассигнований следующего планового периода, которые могут быть восстановлены при условии обеспечения соответствующего сокращения потребления ресурсов.

8.2. Методы снижения расходов теплоты в системах отопления

В главе 2 показано, что величина нагрузки на системы отопления прежде всего обусловлена теплопотерями через наружные ограждающие конструкции (трансмиссионные теплопотери). Поэтому в качестве первого способа обеспечения энергосбережения при функционировании зданий реализуется задача значительного повышения термического сопротивления наружных ограждающих конструкций путем применения тепловой изоляции, усовершенствованных конструкций и технологий.

В настоящее время в строительстве широко применяются трехслойные панели, в которых средним слоем служит тепловая изоляция толщиной в 100—150 мм. Это позволило значительно, практически в десять раз, сократить трансмиссионные теплопотери по сравнению с железобетонными панелями без тепловой изоляции, широко применявшимися в строительстве до 1996 г. [3].

При строительстве промышленных и общественных зданий широко применяются панели типа «сэндвич», где между двумя оцин-

кованными стальными листами заливается пенополиуретановый слой тепловой изоляции. Толщина слоя изоляции может быть принята от 30 до 150 мм в зависимости от назначения объекта строительства.

Вторым источником тепловой нагрузки на системы отопления является поступление в помещения приточного наружного воздуха. В прежних конструкциях окон со значительными щелями неорганизованное поступление в помещения наружного воздуха (инфильтрация) превышало санитарные нормы (особенно на нижних этажах многоэтажных зданий), что существенно увеличивало расход теплоты на нагрев его.

Сейчас широко применяются герметичные окна с установкой в оконные проемы двух стеклоблоков и более, что практически устранило неорганизованные притоки (инфильтрацию) воздуха, но поставило задачу организации требуемого по санитарным нормам воздухообмена в помещениях.

Вытяжка из кухни, санузлов и других помещений, где выделяются газы вредности, не будет работать, если вытяжной воздух не будет компенсироваться тем же количеством приточного наружного воздуха. Применение герметичных окон не позволяет осуществлять компенсацию вытяжки неорганизованным притоком наружного воздуха. Это создает повышенную влажность в ванных и санузлах, загазованность на кухнях, накопление вредных газов в помещениях постоянного нахождения людей. Для устранения этого негатива люди прибегают к открытию форточек и фрамуг. При наличии в здании наружных ограждений с повышенной тепловой изоляцией требуемая теплота на нагрев приточного воздуха составляет до 80 % тепловой нагрузки на системы отопления. Отечественный и зарубежный опыт показал, что наиболее энергетически и экономически целесообразным методом снижения нагрузки на системы отопления на нагрев санитарной нормы приточного наружного воздуха является применение установки утилизации теплоты вытяжного воздуха.

Убедительным свидетельством этому служит следующий пример.

Пример 8.1. Еще в 1983 г. в административном здании Совета Федерации пущена система утилизации теплоты вытяжного воздуха в количестве $L_{п.л} = 360\,000 \text{ м}^3/\text{ч}$. При работе систем приточно-вытяжной вентиляции по 12 ч в сутки удельная экономия теплоты на нагрев приточного наружного воздуха составила $q_{т.у} = 11 \text{ кВт} \cdot \text{ч}/\text{год}$ на $1 \text{ м}^3/\text{ч}$ притока наружного воздуха.

Приточные системы в здании Совета Федерации работают с коэффициентом неодновременности $\psi = 0,75$. Тогда годовая экономия теплоты на работу систем отопления и вентиляции при применении установки утилизации вычисляется по формуле:

$$Q_{т.у} = L_{п.л} q_{т.у} \psi, \text{ кВт} \cdot \text{ч}/\text{год}. \quad (8.1)$$

Для здания Совета Федерации годовая экономия теплоты от применения установки утилизации по формуле (8.1) составляет:

$$Q_{т,у} = 360\,000 \cdot 11 \cdot 0,75 = 2\,970\,000 \text{ кВт} \cdot \text{ч/год.}$$

Достижимая годовая экономия в оплате за теплоту вычисляется по формуле:

$$C_{т,у} = c_t \cdot Q_{т,у}, \text{ руб./год.} \quad (8.2)$$

где $Q_{т,у}$ — годовая экономия тепловой энергии, кВт · ч/год; c_t — отпускная стоимость тепловой энергии, руб/кВт · ч.

При $c_t = 0,31$ руб/кВт · ч для Москвы в 1983 г. годовая экономия по формуле (8.2) по зданию Совета Федерации составляет:

$$C_{т,у} = 0,31 \cdot 2\,970\,000 = 920\,700 \text{ руб./год.}$$

Стоимость сооружения установки утилизации в здании Совета Федерации составила порядка $C_{ис,у} = 2\,600\,000$ руб.

Срок окупаемости инвестиций в установку вычисляется по формуле:

$$\tau_{ок} = C_{ис,у} / C_{т,у}, \text{ лет.} \quad (8.3)$$

Для здания Совета Федерации окупаемость инвестиции составляет:

$$\tau_{ок} = 2\,600\,000 / 920\,000 = 2,82 \text{ года.}$$

Установка утилизации в этом здании успешно работает и в настоящее время, т.е. более 20 лет. Следовательно, свыше 20 лет достигается ежегодная экономия почти в 1 миллион рублей. Аналогичные результаты быстрой окупаемости утилизационных устройств получены в десятках других зданий, построенных в Москве и других городах России.

Это позволяет сделать вывод, что применение установок утилизации теплоты вытяжного воздуха является эффективным и экономичным методом снижения расхода теплоты в системах отопления.

Третьим способом снижения расходов теплоты в системах отопления является автоматизация работы оборудования, обеспечивающая рациональные режимы отопления зданий. В ИТП здания необходимо автоматизировать процесс приготовления горячей воды с учетом изменения наружных климатических условий, а в отапливаемых помещениях необходимо иметь у отопительных приборов терморегуляторы, обеспечивающие изменение расходов теплоты в зависимости от суточных колебаний теплового режима в отапливаемых помещениях.

Важным дополнительным резервом экономии ресурсов является качественная эксплуатация объектов теплоснабжения, соблюдение правил и регламентов технического содержания и ремонта оборудования.

8.3. Тепловые насосы

Широкое применение в быту (например, домашние холодильники) и в технике кондиционирования воздуха получили парокомпрессионные холодильные машины. На рис. 8.1 показана принципиальная схема работы парокомпрессионной холодильной машины в режиме полезной выработки холода для системы кондиционирования воздуха (СКВ) и теплоты для системы отопления.

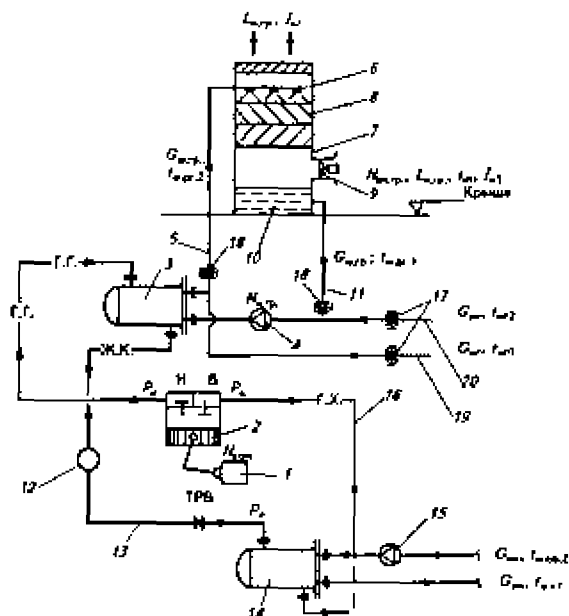


Рис. 8.1. Принципиальная схема парокомпрессионной холодильной машины с водяным конденсатором и испарителем

1 – электродвигатель компрессора; 2 – компрессор; 3 – водяной конденсатор; 4 – насос подачи воды на нагрев в конденсаторе; 5 – подача отепленной в конденсаторе воды к потребителям теплоты или на охлаждение в градирне; 6 – Форсунки; 7 – градирня; 8 – орошаемый слой из пластмассовых гофрированных пластин; 9 – вентилятор градирни; 10 – поддон; 11 – трубопровод возврата охлажденной в градирне воды; 12 – ресивер сбора жидкого рабочего агента; 13 – медная труба для транспортирования жидкого рабочего агента; 14 – испаритель рабочего агента для отвода теплоты от охлаждаемой жидкости; 15 – насос подачи в испаритель охлаждаемой жидкости – низкопотенциальной теплоты; 16 – медная труба для транспортирования парообразного рабочего агента; 17 – вентили режима отопления; 18 – вентили режима охлаждения; 19 – трубопровод подачи горячей воды $G_{\text{отп.}}, t_{\text{отп.1}}$ в систему отопления; 20 – трубопровод обратной воды $t_{\text{отп.2}}$ из системы отопления; H – сторона нагнетания компрессора; B – сторона всасывания компрессора; P_k – давление конденсации рабочего агента; TPB – терморегулирующий вентиль для снижения давления рабочего агента; $г.к.$ – медная трубка прохода горячего газообразного рабочего агента; $ж.к.$ – медная трубка прохода жидкого рабочего агента; $г.к.$ – медная трубка прохода парообразного рабочего агента

Холодильная машина состоит из герметично соединенных медными трубками следующих конструктивных аппаратов:

- поршневого 2 или центробежного компрессора, приводимого в работу от электродвигателя 1, потребляющего из электросети мощность $N_{\text{ком}}$, кВт;
- конденсатора 3 водяного (как показано в схеме) или воздушного охлаждения;
- ресивера 12 для сбора жидкого рабочего агента;
- терморегулирующего автоматического вентиля ТРВ;
- испарителя 14 для кипения рабочего агента;
- соединительных медных трубопроводов 13 и 14.

Из герметичной системы холодильной машины с помощью вакуумного насоса откачивается воздух и влага. После этого герметичная система заполняется рабочим агентом. Здесь широко используется рабочий агент «хладон 22» (R22), который при атмосферном давлении кипит при температуре $t_0 = -29^\circ\text{C}$.

Работа парокомпрессионной холодильной машины в режиме холодоснабжения СКВ осуществляется при открытых вентилях 18 и закрытых вентилях 17.

Электродвигатель 1 обеспечивает движение поршней 2. При движении поршней 2 вверх открывается нагнетательный клапан Н и горячий газообразный холодильный агент при давлении P_k нагнетается в межтрубное пространство конденсатора 3. Для обеспечения конденсации холодильного агента по трубкам конденсатора 3 от работы насоса 4 подается охлажденная в градирне 7 вода $G_{\text{втр}}$ с температурой $t_{\text{втр}1} = 25^\circ\text{C}$. Воспринимая теплоту конденсации $Q_{\text{кон}}$ холодильного агента вода $G_{\text{втр}}$ повышает температуру до $t_{\text{втр}2} = 30^\circ\text{C}$ и по трубопроводу 5 подается к оросительным форсункам 6 в вентиляторной градирне 7. Вода выходит струями из форсунок 6 и стекает по пластмассовым гофрированным пластинам 8. От работы осевого вентилятора 9 над поверхностью орошаемых пластин 8 проходит наружный воздух $L_{\text{н.гр}}$ с начальной энтальпией $I_{\text{н.гр}1}$ и температурой по мокрому термометру $t_{\text{н.м}1} = 18,5^\circ\text{C}$ (климат Б в Москве) [46]. Испаряясь в потоке воздуха, вода отдает теплоту испарения водяных паров в воздух и снижает свою температуру до $t_{\text{втр}1} = 25^\circ\text{C}$. При давлении конденсации P_k жидкий хладон R22 собирается в ресивере 12 и по трубопроводу 13 поступает к ТРВ, где поток хладона дросселируется до давления испарения P_0 .

Для получения холода полезно используется режим испарения холодильного агента R22 в кожухотрубном испарителе, в который поступает вода с температурой $t_{\text{вбр}} = 12^\circ\text{C}$. На испарение холодильного агента отбирается через стенки трубок испарителя теп-

лота охлаждаемой воды, которая на выходе имеет температуру $t_{\text{вых}} = 7^\circ\text{C}$.

Процессы в парокомпрессионной холодильной машине описываются следующими уравнениями тепловых потоков.

В конденсаторе 3 к охлаждающей среде (воде или воздуху) передается тепловой поток в размере:

$$Q_{\text{кон}} = V_{\text{ра}} r_{\text{кон}} + N_{\text{ком}}, \text{ кВт} \cdot \text{ч}, \quad (8.4)$$

где $V_{\text{ра}}$ – расход рабочего агента через конденсатор, $\text{м}^3/\text{ч}$; $r_{\text{кон}}$ – скрытая теплота фазового перехода горячего рабочего агента из газообразного состояния в жидкое (конденсация рабочего агента), $\text{кВт}/\text{м}^3$; $N_{\text{ком}}$ – потребляемая энергия электродвигателем компрессора, которая затрачивается на сжатие газообразного рабочего агента в цилиндре компрессора и переходит на повышение температуры газообразного рабочего агента, $\text{кВт} \cdot \text{ч}$.

В испаритель 14 после ТРВ рабочий агент поступает при давлении $P_0 = 5$ атм и кипит при температуре $t_0 = +5^\circ\text{C}$. На процесс кипения через стенки трубок испарителя 14 отводится теплота от охлаждаемой среды (воды или воздуха) потоком:

$$Q_{\text{ис}} = V_{\text{ра}} r_{\text{ис}}, \text{ кВт} \cdot \text{ч}, \quad (8.5)$$

где $r_{\text{ис}}$ – скрытая теплота парообразования (кипения), $\text{кВт}/\text{м}^3$; $V_{\text{ра}}$ – расход рабочего агента через конденсатор, $\text{м}^3/\text{ч}$.

Образовавшиеся в испарителе 14 пары рабочего агента по трубопроводу 16 поступают к стороне всасывания В компрессора 2. Между теплотой конденсации $Q_{\text{кон}}$ и испарения $Q_{\text{ис}}$ из-за подведения в компрессоре 2 к газообразному рабочему агенту теплоты сжатия $N_{\text{ком}}$ сохраняется примерно следующее равенство тепловых потоков:

$$Q_{\text{кон}} = 1,3 Q_{\text{ис}}, \text{ кВт} \cdot \text{ч}. \quad (8.6)$$

Режимом «теплового насоса» называют работу холодильной машины для получения теплоты в конденсаторе 3, которая полезно используется (например, для нагрева воздуха или воды).

Осуществление режима нагрева воды для системы отопления осуществляется при закрытых вентилях 18 и открытых вентилях 17.

Для работы холодильной машины в режиме теплового насоса требуется источник теплоты с температурой не ниже $+4^\circ\text{C}$, который называют источником низкопотенциальной теплоты.

В гражданских зданиях для отопления и горячего водоснабжения в качестве источников низкопотенциальной теплоты для работы тепловых насосов применяются следующие источники:

- теплота воды в водоемах (моря, реки, озера);
- теплота грунта на глубине ниже глубины его промерзания зимой (обычно в климате России ниже 1,5 м);

- технологические жидкие сбросы (канализационные воды, производственные жидкие сбросы и др.);
- промышленные выбросные горячие газы и вытяжной выбросной в атмосферу воздух.

При использовании в качестве источника низкопотенциальной теплоты жидкой среды в испаритель подается охлаждаемая жидкость. Так, например, тепловые насосы в некоторых зданиях санаториев и гостиниц Черного моря (сан. «Белая Русь» Туапсинского района Краснодарского края, пансионат «Юность» в Ялте) имеют присоединенные к испарителю 14 трубопроводы, отведенные в море от берега на глубину до 40 м. На этой глубине зимой вода имеет температуру $+8^{\circ}\text{C}$. От работы насоса 15 морская вода проходит по трубкам испарителя 14, где от испарения рабочего агента охлаждается до $+4^{\circ}\text{C}$ и сбрасывается в море.

В конденсаторе 3 от работы насоса 4 при открытых вентилях 17 и закрытых вентилях 18 поступает обратная вода $G_{\text{от}}$ из системы отопления с температурой $t_{\text{в.т2}} = +30^{\circ}\text{C}$. От охлаждения и конденсации газообразного рабочего агента в конденсаторе 3 вода для системы отопления нагревается до $t_{\text{в.т1}} = +35^{\circ}\text{C}$. Для обеспечения эффективной отдачи теплоты при таких низких температурах горячей воды необходимо использовать высокоэффективные отопительные приборы, например доводчики эжекционные (ДЭ).

При работе парокомпрессионного теплового насоса для нагрева в конденсаторе 3 воды для системы отопления (или горячего водоснабжения) затрачивается электроэнергия на функционирование следующих аппаратов:

- на работу электродвигателя компрессора $N_{\text{ком}}$, кВт · ч;
- на работу электродвигателя насоса циркуляции нагреваемой в конденсаторе воды $N_{\text{нас.кон}}$, кВт · ч;
- на работу электродвигателя насоса циркуляции охлаждаемой в испарителе воды $N_{\text{ис.исп}}$, кВт · ч.

Энергетический показатель выработки теплоты в парокомпрессионной холодильной машине на нагрев жидкости вычисляется по выражению:

$$\mathcal{E}_{\text{т.нас}} = Q_{\text{т.кон}} / (N_{\text{ком}} + N_{\text{нас.кон}} + N_{\text{ис.исп}}), \text{ кВт} \cdot \text{ч теплоты} / \text{кВт} \cdot \text{ч электричества}. \quad (8.7)$$

Энергетический показатель теплового насоса $\mathcal{E}_{\text{т.нас}}$ зависит от давления и температуры конденсации $P_{\text{к}}$ и $t_{\text{к}}$, давления и температуры испарения P_0 и t_0 рабочего агента. Для обычных режимов работы теплового насоса при $t_{\text{к}} = +40^{\circ}\text{C}$ и $t_0 = +5^{\circ}\text{C}$ энергетический показатель $\mathcal{E}_{\text{т.нас}} = 3\text{--}3,5 \text{ кВт} \cdot \text{ч} / \text{кВт} \cdot \text{ч}$. Следовательно, в режиме теплового насоса вырабатывается в три-четыре раза больше

теплоты, чем при использовании электроэнергии на прямой нагрев в электронагревателе.

Отечественная фирма «Исоляр» (Москва) соорудила системы отопления общественных зданий (например, в школе) с применением тепловых насосов, использующих в качестве источника низкопотенциальной теплоты теплоту грунта на глубине от 1,5 до 20 м.

На схеме рис. 8.2 в качестве источника низкопотенциальной теплоты для работы теплового насоса используется грунт, в котором пробурены скважины и в них вставлены вертикальные теплообменники 12 типа «труба в трубе». Охлажденная в испарителе 9 вода с температурой $t_{w,32}$ по трубопроводу 11 поступает во внутреннюю трубу 12 и по наружной стенке, воспринимая через стен-

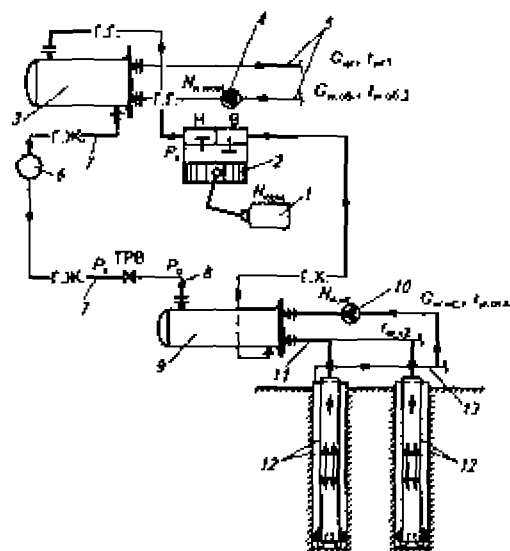


Рис. 8.2. Принципиальная схема теплового насоса при использовании в качестве источника низкопотенциальной теплоты грунта с применением грунтовых теплообменников типа «труба в трубе»

1 – электродвигатель компрессора; 2 – компрессор; 3 – конденсатор нагрева воды для системы отопления $G_{w,4}$; 4 – насос циркуляции нагреваемой в конденсаторе холодильной машины воды от $t_{w,32}$ до $t_{w,1}$; 5 – подающий и обратный трубопроводы системы отопления; 6 – ресивер жидкого рабочего агента; 7 – трубопровод жидкого охлажденного рабочего агента; 8 – трубопровод подачи парожидкостной смеси; 9 – кожухотрубный испаритель; 10 – насос циркуляции нагретой от грунта воды; 11 – коллектор подачи охлажденной в испарителе воды; 12 – грунтовые теплообменники типа «труба в трубе» для нагрева циркулирующей воды $G_{w,12}$ до температуры $t_{w,1}$; 13 – общий коллектор подачи нагретой от грунта воды к насосу 10; г.г. – горячие газы; г.ж. – горячая жидкость; ТРВ – терморегулирующий вентиль снижения давления рабочего агента от давления конденсации P_1 до давления испарения P_2 ; г.х. – холодные пары; Н – сторона нагнетания компрессора; В – сторона всасывания компрессора

ки теплоту от грунта, поднимается вверх. По трубопроводу 13 с отпеленной температурой $t_{\text{к.отп}}$ вода $G_{\text{к.ис}}$ от работы насоса 10 поступает в трубки испарителя 9 и рабочий цикл возобновляется.

За последние годы в России увеличилось строительство помещений для круглогодичного занятия спортом, при этом оказалось энергетически выгодным строить рядом два спортивных объекта, в которых одновременно требуется и холод, и тепло, например каток и бассейн.

Под руководством проф. О.Я. Кокорина были сооружены спортивные и производственные здания, в которых круглый год требуемые тепло и холод вырабатываются с помощью холодильных машин. Такие объекты получили условное название «каток — бассейн».

Так в помещениях искусственных катков для намораживания и поддержания требуемой температуры на поверхности льда необходимо в испарителе 14 холодильной машины охлаждать антифриз (рис. 8.1), который насосом 13 подается в трубчатые змеевики, уложенные в строительное основание ледяного поля.

В соседнем здании сооружен плавательный бассейн, в котором требуется отапливать помещения и круглый год подогревать воду. Для этой цели к всасывающей стороне насоса 4 по трубопроводу 20 поступает смесь озонированной воды, забираемой на рециркуляцию из ванны бассейна и из водопровода. Проходя по трубкам конденсатора 3 смесь воды нагревается до температуры 26 °С зимой и 28 °С летом. Нагретая вода по трубопроводу 19 поступает в ванну плавательного бассейна.

В комплексе «каток-бассейн» одновременно полезно используется теплота конденсации рабочего агента $Q_{\text{кон}}$ в конденсаторе 3 и холод $Q_{\text{ис}}$ от кипения рабочего агента в испарителе 14.

Энергетический показатель работы холодильной машины в режиме одновременного полезного использования теплоты конденсации $Q_{\text{кон}}$ и холода кипения $Q_{\text{ис}}$ вычисляется по формуле:

$$\begin{aligned} \mathcal{E}_{\text{т.исс+х.ис}} &= \frac{Q_{\text{т.у}}}{\sum N} = \\ &= \frac{Q_{\text{т.кон}} + Q_{\text{х.ис}}}{N_{\text{ком}} + N_{\text{исс,кон}} + N_{\text{н.ис}}}, \quad \text{кВт} \cdot \text{ч теплоты} / \text{кВт} \cdot \text{ч электроэнергии}. \end{aligned} \quad (8.8)$$

Благодаря одновременному полезному использованию вырабатываемой холодильной машиной теплоты $Q_{\text{т.кон}}$ и холода $Q_{\text{х.ис}}$, энергетический показатель $\mathcal{E}_{\text{т.исс+х.ис}} = 5 - 5,6$ кВт · ч/кВт · ч. По рассмотренному принципу запроектированы и работают системы тепло- и хладоснабжения спортивных комплексов на пр. Мира, в Измайлове и других сооружений в Москве.

В установках охлаждения приточного наружного воздуха летом и нагрева зимой, называемых кондиционерами, часто применяется схема воздушного теплового насоса, показанная на рис. 8.3.

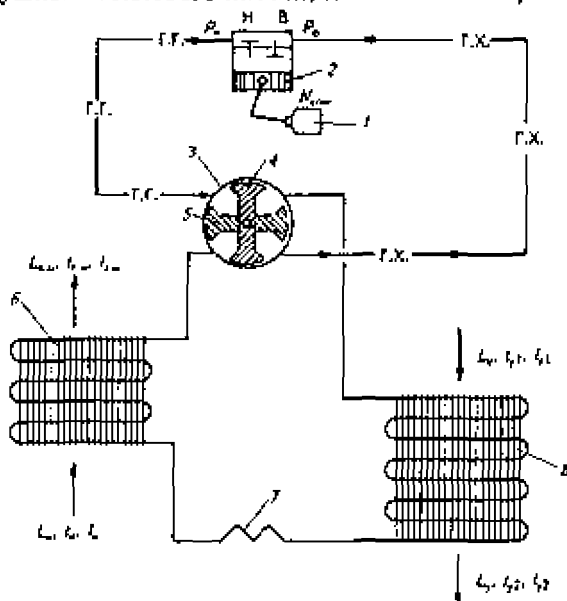


Рис. 8.3. Принципиальная схема парокompрессионной холодильной машины с воздушным конденсатором и испарителем

1 - электродвигатель компрессора; 2 - компрессор; 3 - автоматический четырехходовой клапан; 4 - подвижной сектор «в положении для работы холодильной машины в режиме нагрева приточного наружного воздуха (режим теплового насоса)»; 5 - подвижной сектор «в положении для работы холодильной машины в режиме охлаждения приточного наружного воздуха»; 6 - теплообменник прохождения со стороны оребрения приточного наружного воздуха; 7 - капиллярный дроссель; 8 - теплообменник для прохождения со стороны оребрения вытяжного воздуха; 8 - сторона нагнетания компрессора; 8 - сторона всасывания компрессора; P_k - давление конденсации рабочего агента; P_0 - давление испарения рабочего агента; г.г. - медная труба для прохода горячего газообразного рабочего агента; т.х. - медная труба для прохода парообразного рабочего агента

Электродвигатель 1 приводит в движение поршни в компрессоре 2. При движении их вверх открывается нагнетательный клапан Н и по трубопроводу г.г. горячие пары рабочего агента поступают к четырехходовому автоматическому клапану 3. Внутри клапана 3 перемещается сектор. При положении 4 перемещающегося сектора, в трубки теплообменника 6 поступают горячие пары рабочего агента, а от работы вентилятора (на схеме не показан) со стороны оребрения трубок теплообменника продувается наружный воздух $L_{n,н} = L_{n,н}$, который требуется нагреть от температуры $t_{n,н}$ до темпе-

ратуры $t_{п.н}$. В теплообменнике 6 к приточному воздуху передается теплота охлаждения и конденсации паров рабочего агента:

$$Q_{кон} = V_{р.з} r_{кон} + N_{ком} = L_{п.н} \rho_{п.н} c_p (t_{п.н} - t_{п.}) / 3600, \text{ кВт} \cdot \text{ч}. \quad (8.9)$$

Жидкий рабочий агент при давлении конденсации P_k поступает к капиллярному сопротивлению 7, в котором давление конденсации P_k снижается до давления испарения P_0 . Испарение рабочего агента происходит в трубках теплообменника 8, который в этом режиме работы выполняет роль испарителя.

Теплота испарения в теплообменнике 8 отводится от вытяжного воздуха L_y , который от работы вентилятора (на схеме не показан) продувается со стороны обребрения трубок теплообменника 8. В теплообменнике 8 от вытяжного воздуха отводится теплота испарения рабочего агента:

$$Q_{ис} = V_{р.з} r_{ис} = L_y \rho_y (t_{y1} - t_{y2}) / 3600, \text{ кВт} \cdot \text{ч}. \quad (8.10)$$

В режимах отвода теплоты от вытяжного воздуха L_y происходят процессы охлаждения с конденсацией влаги из удаляемого воздуха. Поэтому отведение теплоты от вытяжного воздуха оценивается через перепад энтальпий $(I_{y1} - I_{y2})$, а не температур $(t_{y1} - t_{y2})$.

Образовавшиеся в испарителе 8 пары рабочего агента под давлением испарения P_0 через четырехходовой автоматический клапан 3 поступают по трубопроводу холодных газов «г.х.» к стороне всасывания В компрессора 2.

В режиме теплового насоса на работу холодильной машины затрачивается электроэнергия на функционирование следующих аппаратов:

- на работу электродвигателя компрессора — $N_{ком}$, кВт · ч;
- на работу электродвигателя вентилятора у теплообменника-конденсатора, $N_{вн.кон}$, кВт · ч;
- на работу электродвигателя вентилятора у теплообменника-испарителя $N_{вн.ис}$, кВт · ч;

Энергетический показатель выработки теплоты на нагрев приточного наружного воздуха в парокompрессионной машине вычисляется по выражению:

$$\varepsilon_{т.нас} = \frac{Q_{т.у}}{\sum N} = \frac{Q_{т.кон}}{N_{ком} + N_{вн.кон} + N_{вн.ис}}, \frac{\text{кВт} \cdot \text{ч теплоты}}{\text{кВт} \cdot \text{ч электроэнергии}}. \quad (8.11)$$

Для нагрева приточного наружного воздуха в воздушном конденсаторе 6 необходимо температуру наружного воздуха t_n иметь

не ниже -5°C . Поэтому при расчетных параметрах наружного воздуха $t_{н,х} = -26^{\circ}\text{C}$ (параметр Б в климате Москвы) его необходимо в электрокалориферах догреть до температуры $t_{н} = -5^{\circ}\text{C}$.

В режиме работы парокомпрессионного теплового насоса при $t_{н} = -5^{\circ}\text{C}$ и $t_{г1} = +23^{\circ}\text{C}$ показатель энергетической эффективности равен $\mathcal{E}_{т.нас} = 3,4 - 3,8 \text{ кВт} \cdot \text{ч} / \text{кВт} \cdot \text{ч}$.

Однако использование электрического нагрева холодного приточного наружного воздуха снижает общий энергетический показатель получения теплоты от расхода электроэнергии. Поэтому энергетически наиболее рационально тепло вытяжного воздуха утилизировать в две ступени (см. рис. 4.7): первая ступень — установка утилизации с промежуточным теплоносителем — антифризом; вторая ступень — тепловой насос. Энергетический показатель двухступенчатой утилизации теплоты вытяжного воздуха $\mathcal{E}_{ут+т.нас} = 8 - 9 \text{ кВт} \cdot \text{ч} / \text{кВт} \cdot \text{ч}$.

Летом приточный наружный воздух $L_{п,н}$ требуется охлаждать. По команде датчика контроля температуры наружного воздуха (на схеме не показан) и четырехходовом автоматическом клапане 3 сектор перемещается в положение 5 (пунктирная линия на схеме). В этом режиме работы холодильной машины горячие газы после нагнетателя Н клапана компрессора 2 по трубопроводу г.г. через четырехходовой автоматический клапан 3 по трубопроводу поступают в трубки теплообменника 8, который будет являться воздушным конденсатором. Для этого режима в теплообменнике 8 справедливо уравнение теплового баланса:

$$Q_{кон} = V_{р,л} r_{кон} + N_{кон} = L_y \rho_y c_p (t_{г2} - t_{г1}) / 3600, \text{ кВт} \cdot \text{ч}. \quad (8.12)$$

Жидкий рабочий агент из теплообменника 8 по трубопроводу поступит к капиллярному дроссельному устройству 7 и понизит давление с P_k до $P_0 \approx 5 \text{ атм}$. В трубках теплообменника 6 жидкий рабочий агент кипит. Теплота превращения в пар рабочего агента отводится от приточного наружного воздуха $L_{п,н}$, который понижает энтальпию с $I_{п}$ до $I_{п,н}$. В испарителе-воздухоохладителе 6 справедливо уравнение теплового баланса:

$$Q_{ис} = V_{р,л} r_{ис} = L_{п,н} \rho_{п,н} (I_{п} - I_{п,н}) / 3600, \text{ кВт} \cdot \text{ч}. \quad (8.13)$$

Энергетический показатель полезной выработки холода от работы парокомпрессионной холодильной машины вычисляется по выражению:

$$\mathcal{E}_{ох.ис} = \frac{Q_{ис}}{\sum N} = \frac{Q_{ис}}{N_{ком} + N_{пл.кон} + N_{вт.ис}}, \frac{\text{кВт} \cdot \text{ч теплоты}}{\text{кВт} \cdot \text{ч электроэнергии}}. \quad (8.14)$$

По сравнению с показателем энергетической эффективности теплового насоса $\mathcal{E}_{\text{т.нас}}$ энергетический показатель режима охлаждения $\mathcal{E}_{\text{ох.ис}}$ будет примерно в 1,3 раза меньше, т.е. $\mathcal{E}_{\text{ох.ис}} = 2,6 - 2,9 \text{ кВт} \cdot \text{ч/кВт} \cdot \text{ч}$. Отечественная промышленность выпускает приточно-вытяжные агрегаты для работы в режимах теплового насоса или охлаждения приточного наружного воздуха. На рис. 8.4 показан внешний вид квартирного приточно-вытяжного агрегата «Сибирь» со встроенной холодильной машиной, работающей как в режиме нагрева (тепловой насос), так и в режиме охлаждения приточного наружного воздуха $L_{\text{п.н}} = 600 \text{ м}^3/\text{ч}$ и $L_{\text{в}} = 600 \text{ м}^3/\text{ч}$ при свободном давлении вентиляторов для преодоления аэродинамического сопротивления сети присоединительных воздухопроводов $\Delta P_{\text{сет}} = 206 \text{ Па}$.

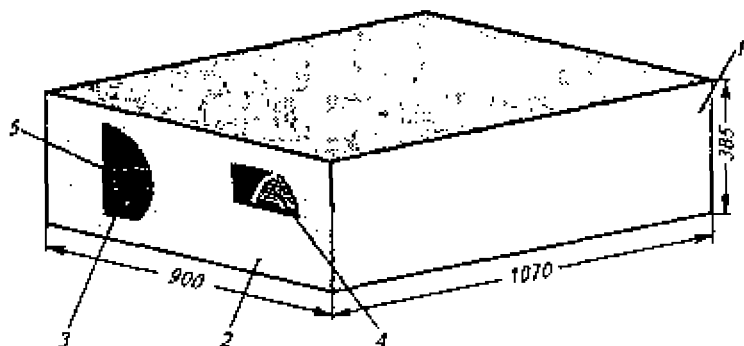


Рис. 8.4. Внешний вид приточно-вытяжного агрегата «Сибирь», работающего в режимах нагрева зимой (тепловой насос) и летом – охлаждения приточного наружного воздуха

1 – устройства для подвески агрегата к потолку; 2 – патрубок присоединения приточных воздухопроводов к воздухораспределительным устройствам в помещении; 3 – патрубок присоединения вытяжных воздухопроводов; 4 – приточный вентилятор; 5 – фильтр очистки вытяжного воздуха

Агрегат «Сибирь» обычно размещается в подвесном положении в холле, прихожей в квартире и соединяется воздухопроводами: по тракту приточного наружного воздуха: присоединительный воздухопровод забора наружного воздуха, поступающего в правый тракт агрегата; присоединительный воздухопровод к патрубку 2 агрегата и к воздухораспределительным устройствам по жилым комнатам; по тракту вытяжного воздуха к патрубку 3 агрегата присоединительные воздухопроводы забора вытяжного загазованного и теплого воздуха из кухни, санузлов, ванной, прачечной; воздухопровод выброса вытяжного воздуха в режиме теплового насоса и восприятии теплоты конденсации в режиме охлаждения приточного наружного воздуха.

Встроенная микропроцессорная автоматика установки «Сибирь» обеспечивает круглосуточную безопасную работу. Управление осуществляется с помощью вынесенного малогабаритного пульта, монтируемого в удобном для пользователя месте на стене, а также с помощью дистанционного пульта с ИК-управлением (инфракрасным управлением).

С их помощью возможно осуществлять следующие функции:

- включение режимов: *вентиляции, обогрева, охлаждения, автоматический* (первые три режима включаются автоматически в зависимости от температуры помещений);

- установку желаемой температуры;

- настройку таймера на выключение установки через заданное пользователем время;

- настройку таймера на включение установки в заданное пользователем время.

Компактные габариты (в отличие от западных образцов) позволяют монтировать установку в промежутке между подвесным потолком и межэтажным перекрытием (высота установки 385 мм). Низкий уровень шума позволяет использовать установку «Сибирь» непосредственно в обслуживаемом помещении и она не требует выделения для ее размещения технологических комнат и вентиляционных камер.

В расчетном климате Москвы при температуре $t_{\text{н}} = +28,5\text{ }^{\circ}\text{C}$ холодопроизводительность агрегата «Сибирь» составляет 4,1 кВт. При $t_{\text{н.н}} = 0\text{ }^{\circ}\text{C}$ (после электрического предварительного подогрева) в режиме теплового насоса тепловая производительность достигает 5,8 кВт.

Рассмотрим на примере режимы работы агрегата «Сибирь» в климате Москвы.

Пример 8.2. Исходные условия: Для вентиляции и охлаждения жилого облокированного дома применяется приточно-вытяжной агрегат «Сибирь» производительностью по воздуху $600\text{ м}^3/\text{ч}$, холодопроизводительностью 4,1 кВт, тепловой производительностью в режиме теплового насоса 5,8 кВт.

Требуется: Определить расчетные режимы работы агрегата «Сибирь» в холодный и теплый период года в климате г. Москвы ($t_{\text{н.х}} = -26\text{ }^{\circ}\text{C}$; $t_{\text{н.л}} = +28,5\text{ }^{\circ}\text{C}$).

Решение:

Холодный период года

1. В холодный период года ($t_{\text{н.х}} = -26\text{ }^{\circ}\text{C}$) приточный наружный воздух в электронагревателе повышает температуру до $t_{\text{н}} = -5\text{ }^{\circ}\text{C}$. Определим затраты электроэнергии на нагрев приточного наружного воздуха в электронагревателе:

$$N_{\text{эл.т}} = Q_{\text{т.эл}} = L_{\text{п.н}} \rho_{\text{п.н}} c_p (t_{\text{н}} - t_{\text{н.х}}) / 3600, \text{ кВт} \cdot \text{ч}. \quad (8.15)$$

Для агрегата «Сибирь» они составят:

$$N_{\text{эл.т}} = 600 \cdot 1,31 \cdot 1 \cdot (-5 + 26)/3600 = 4,6 \text{ кВт} \cdot \text{ч}.$$

2. Во второй ступени агрегата приточный наружный воздух нагревается в теплообменнике, который при работе холодильной машины, встроенной в агрегат «Сибирь», является конденсатором и выполняет функцию теплового насоса при $\mathcal{E}_{\text{т.нас}} = 3,4 \text{ кВт} \cdot \text{ч}/\text{кВт} \cdot \text{ч}$. Тепловая производительность при этом по паспорту $Q_{\text{т.хон}} = 5,8 \text{ кВт}$. Определяем затрачиваемую электроэнергию на работу теплового насоса:

$$\begin{aligned} N_{\text{т.нас}} &= Q_{\text{т.хон}} / \mathcal{E}_{\text{т.нас}} \\ N_{\text{т.нас}} &= 5,8/3,4 = 1,7 \text{ кВт} \cdot \text{ч}. \end{aligned} \quad (8.16)$$

3. Вычисляем температуру приточного наружного воздуха после агрегата «Сибирь»:

$$\begin{aligned} t_{\text{п.н}} &= t_{\text{н}} + Q_{\text{т.хон}} \cdot 3600 / (L_{\text{п.н}} \rho_{\text{п.н}} c_p = \\ &= -5 + 5,8 \cdot 3600 / (600 \cdot 1,26 \cdot 1) = 22,6 \text{ }^\circ\text{C}. \end{aligned}$$

4. Вычисляем количество теплоты, поступающей от агрегата «Сибирь» на компенсацию трансмиссионных теплопотерь:

$$\begin{aligned} Q_{\text{т.п.н}} &= L_{\text{п.н}} \rho_{\text{п.н}} c_p (t_{\text{п.н}} - t_{\text{н}}) / 3,6 = \\ &= 600 \cdot 1,2 \cdot 1 \cdot (22,6 - 20) / 3,6 = 520 \text{ Вт} \cdot \text{ч}. \end{aligned}$$

5. По конструктивным особенностям и уровню теплозащиты ограждающих строительных конструкций вычисляется приведенное термическое сопротивление R_0 . Зная величины поверхности наружных ограждений F_n и R_0 , вычисляются трансмиссионные теплопотери $Q_{\text{т.пот.тр}}$.

6. Требуемая мощность системы отопления вычисляется по выражению:

$$Q_{\text{т.от}} = Q_{\text{т.пот.тр}} + Q_{\text{т.наб}} \text{ Вт}. \quad (8.17)$$

Теплый период года

7. В расчетном режиме теплого периода года для Москвы $t_{\text{н}} = + 28,5 \text{ }^\circ\text{C}$, $I_{\text{н}} = 54 \text{ кДж/кг}$. Вычисляем энтальпию охлажденного в испарителе агрегата «Сибирь» приточного наружного воздуха:

$$I_{\text{п.н}} = I_{\text{н}} - Q_{\text{ис}} \cdot 3600 / (L_{\text{п.н}} \rho_{\text{п.н}}) \text{ , кДж/кг}. \quad (8.18)$$

Для рассматриваемого примера по формуле (8.18) получим:

$$I_{\text{п.н}} = 54 - 4,1 \cdot 3600 / (600 \cdot 1,2) = 33,5 \text{ кДж/кг}.$$

8. По $I-d$ диаграмме находим, что получение энтальпии $I_{\text{п.н}} = 33,5 \text{ кДж/кг}$ сопровождается охлаждением и осушением воздуха до $t_{\text{п.н}} = 12,5 \text{ }^\circ\text{C}$, $\varphi_{\text{п.н}} = 92 \%$. Проходя через вентилятор и приточные воздуховоды охлажденный приточный наружный воздух нагревается на $1 \text{ }^\circ\text{C}$. Тогда через приточные устройства в помещение поступит воздух с температурой: $t_{\text{п.н.1}} = t_{\text{п.н}} + 1 = 12,5 + 1 = 13,5 \text{ }^\circ\text{C}$.

9. По условиям теплового комфорта в зоне обитания людей температура воздуха летом может колебаться от 23 до $25 \text{ }^\circ\text{C}$. Для устранения холодного дутья охлажденный приточный воздух должен поступать в зону обитания с температурным перепадом не более $6 \text{ }^\circ\text{C}$, что отвечает температуре притока:

$$t_{\text{п}} = t_{\text{н}} - 6 = 25 - 6 = 19 \text{ }^\circ\text{C}.$$

Для получения температуры притока $t_p = 19\text{ }^{\circ}\text{C}$ нужно применить специальные приточные устройства со смешением охлажденного воздуха $t_{п.п.1} = 13,5\text{ }^{\circ}\text{C}$ с внутренним воздухом $t_{в} = 25\text{ }^{\circ}\text{C}$.

8.4. Альтернативные источники энергии

В качестве альтернативных источников энергии для тепло- и электроснабжения зданий применяются установки, использующие энергию солнца, ветра, термальных вод, морских приливов, биогаза, твердых бытовых и промышленных отходов. Рассмотрим лишь некоторые из них.

Энергия солнечного излучения в инженерных системах зданий используется в форме нагретой жидкости и полученной электроэнергии. Для нагрева жидкости от солнечных лучей применяется солнечный коллектор, конструктивная схема которого показана на рис. 8.5.

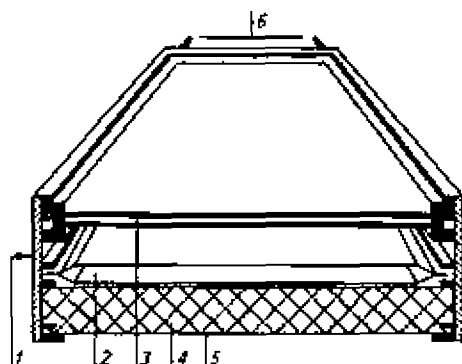


Рис. 8.5. Конструктивная схема солнечного водонагревателя – коллектора
1 – корпус из алюминиевых профилей; 2 – теплоприемная панель; 3 – рама с упрочненными стеклами; 4 – теплоизоляция; 5 – нижняя защитная стенка; 6 – патрубки для присоединения трубопроводов циркуляции воды

Корпус 1 выполняется из анодированных алюминиевых профилей и сверху закрывается рамой 3 с упрочненным стеклом и резиновым уплотнением по периметру. Под стеклом размещается теплоприемная панель 2, верхняя поверхность которой имеет черное покрытие, что увеличивает восприятие солнечного излучения. Для снижения теплотерь снизу панели 2 на нижнюю защитную стенку 5 устанавливается слой тепловой изоляции 4. Из теплоприемной панели 2 выступают трубные патрубки 6, присоединенные к трубопроводам циркуляции воды.

Солнечная радиация проникает через остекление 3 и поглощается черной поверхностью теплоприемной панели 2 и через стен-

ку теплота передается воде, циркулирующей по внутренним каналам панели.

Количество теплоты, воспринимаемой солнечным водоподогревателем, вычисляется по выражению:

$$Q_{\text{т.с.р}} = F_{\text{пан}} q_{\text{с.р}} \beta_{\text{от}}, \text{ Вт.} \quad (8.19)$$

где $F_{\text{пан}}$ — поверхность тепловоспринимающей панели солнечного коллектора, м^2 ; $q_{\text{с.р}}$ — суммарный удельный поток радиации на поверхность, $\text{Вт}/\text{м}^2$; $\beta_{\text{от}}$ — отражающая величина тепловоспринимающей панели.

Удельный поток солнечной радиации $q_{\text{с.р}}$ зависит от географического места расположения объекта применения солнечного теплоприемника. Ориентация на страны света, угол наклона панели и время суток оказывают значительное влияние на величину $q_{\text{с.р}}$. По опытным данным получено, что наиболее рационально располагать теплоприемники под углом 46° к горизонту. При южной ориентации теплоприемников наиболее высокие показатели $q_{\text{с.р}}$ наблюдаются от 11 до 13 ч суток. При юго-восточной ориентации наиболее высокие $q_{\text{с.р}}$ наблюдаются в утренние 8–10 ч и после полудня 14–16 ч.

В табл. 8.4 приведены данные суточных изменений удельного теплового потока солнечной радиации при наклоне под 46° к горизонту поверхности теплоприемника на широте в 56° северного полушария (Москва — Казань — Курган — Красноярск — Братск).

Таблица 8.4

**Суммарная удельная солнечная радиация для 56° с.ш.
при наклоне к горизонту теплоприемника под углом 46°
при южной ориентации**

Дата замеров. Суммарная дневная радиация, $\text{Вт}/(\text{м}^2\text{-сут})$	Время суток, ч											
	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17
	Величина удельного потока $q_{\text{с.р.}}$, $\text{Вт}/\text{м}^2$											
21.01.—2938	—	—	—	158	425	575	623	575	425	158	—	—
21.02.—5154	—	—	204	476	676	799	843	799	676	476	204	—
21.03.—6508	—	128	374	604	784	897	945	897	784	604	374	128
21.04.—7185	44	233	450	654	818	919	953	919	816	654	450	233
21.05.—7474	88	277	481	667	815	906	941	906	815	667	481	277
21.06.—7508	107	208	485	664	803	893	926	893	803	664	485	209

Из данных табл. 8.4 следует, что и в зимние солнечные дни наблюдается значительная интенсивность солнечной радиации на поверхность.

При вертикальном расположении оконного остекления удельный тепловой поток примерно на 25 % будет меньше данных табл. 8.4.

Поступление теплоты солнечной радиации через окна будет способствовать снижению тепловой нагрузки на систему отопления. Поэтому энергетически рационально подать в помещение приточный воздух с температурой ниже $t_0 = 20^\circ\text{C}$, что позволит избежать перегрева помещений и сократить расходы теплоты на нагрев приточного наружного воздуха.

Для нагрева воды для горячего водоснабжения здания систему нагрева водопроводной воды от солнечной радиации в климате Москвы можно использовать с апреля по октябрь.

Покажем эффективность солнечных коллекторов на следующем примере.

Пример 8.3. Исходные условия: В подмосковном коттедже устроена система горячего водоснабжения от теплоты солнечной радиации. Применяемые солнечные коллекторы имеют поверхность 1 м^2 и коэффициент отражения $\beta_{\text{от}} = 0,68$.

Требуется: Определить количество нагретой до $t_{\text{нгр}} = 50^\circ\text{C}$ воды в трех коллекторах, установленных на крыше коттеджа с южной ориентацией под углом 46° к горизонту.

Решение: По формуле (8.19) вычисляем количество теплоты солнечной радиации в дневное время, поступающей на три коллектора.

1. В апреле количество поступающей в дневные часы теплоты солнечной радиации: $\Sigma Q_{\text{т.с.p.IV}} = 3 \cdot 7185 \cdot 0,68 = 14\,657,4\text{ Вт} \cdot \text{ч/сут.}$

Температура водопроводной воды в апреле $t_{\text{в.пол}} = 12^\circ\text{C}$, определяем количество нагретой за сутки воды для системы ГВС:

$$\begin{aligned} G_{\text{в.гв.IV}} &= \Sigma Q_{\text{т.с.p.IV}} \cdot 3,6 / c_w (t_{\text{нгр}} - t_{\text{в.пол}}) = \\ &= 14\,657,4 \cdot 3,6 / 4,2 \cdot (50 - 12) = 261,7\text{ кг/сут.} \end{aligned}$$

2. В мае количество теплоты солнечной радиации в дневные часы:

$$\Sigma Q_{\text{т.с.p.V}} = 3 \cdot 7474 \cdot 0,68 = 15\,247\text{ Вт} \cdot \text{ч/сут.},$$

а при температуре водопроводной воды в 16°C , количество нагретой воды составит:

$$\begin{aligned} G_{\text{в.гв.V}} &= \Sigma Q_{\text{т.с.p.V}} \cdot 3,6 / c_w (t_{\text{нгр}} - t_{\text{в.пол}}) = \\ &= 15\,247 \cdot 3,6 / 4,2 \cdot (50 - 16) = 297\text{ кг/сут.} \end{aligned}$$

3. Соответственно в июне:

$$\Sigma Q_{\text{т.с.p.VI}} = 3 \cdot 7507,5 \cdot 0,68 = 15\,315\text{ Вт} \cdot \text{ч/сут.},$$

а при температуре водопроводной воды 18°C , количество нагретой воды составит:

$$\begin{aligned} G_{\text{в.гв.VI}} &= \Sigma Q_{\text{т.с.p.VI}} \cdot 3,6 / c_w (t_{\text{нгр}} - t_{\text{в.пол}}) = \\ &= 15\,315 \cdot 3,6 / 4,2 \cdot (50 - 18) = 313\text{ кг/сут.} \end{aligned}$$

На рис 8.6 показан пример устройства горячего водоснабжения с применением отечественного оборудования НПП «Конкурент» (ЦАГИ, Моск. обл.). На скате крыши коттеджа установлено три солнечных теплоприсмика 1 с пониженным коэффициентом отражения $\beta_{от} = 0,75$. В комплект установки входит бак 2 вместимостью 200 кг. Показано три водоразборника горячей воды: душ 3, кухня 4, ванная 5. Фирма-изготовитель называет эту систему «Коллектор Радуга» и дает гарантию на 20 лет качественной работы при положительных температурах наружного воздуха.

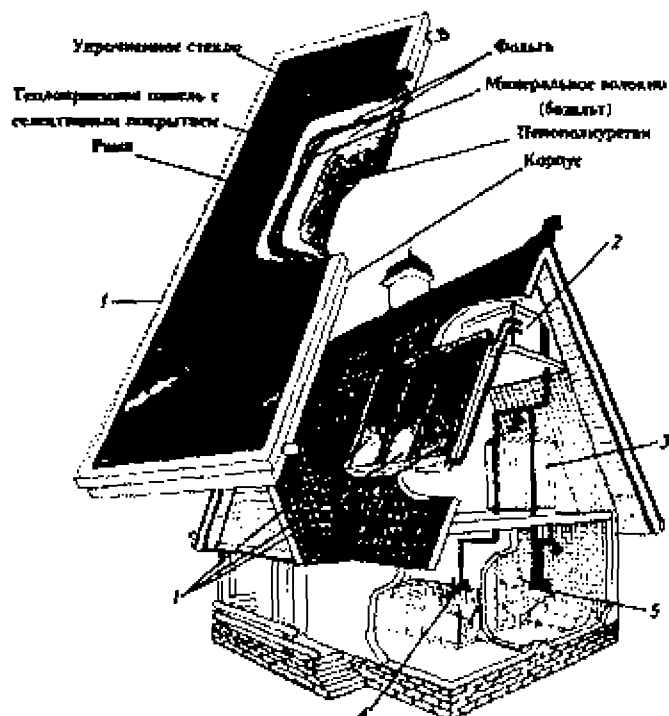


Рис. 8.6. Пример применения установки горячего водоснабжения от солнечной энергии на базе отечественного оборудования

1 - солнечный водонагреватель-коллектор; 2 - сборный бак горячей воды; 3 - душевая; 4 - кухня; 5 - ванная

Для использования солнечных водонагревателей круглый год в климате России необходимо через трубки коллекторов от работы насоса циркулировать антифриз. Между кольцом насосной циркуляции антифриза и нагреваемой водой дополнительно монтируется пластинчатый теплообменник «антифриз — вода».

Отечественная промышленность производит мобильные душевые с нагревом воды в солнечных коллекторах. На рис. 8.7 показана такая мобильная душевая установка.

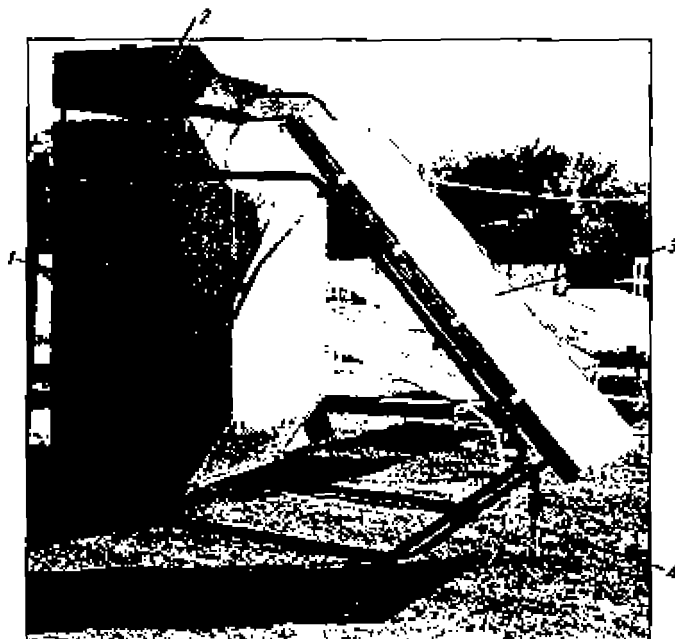


Рис. 8.7. Отечественная мобильная душевая кабина с горячим водоснабжением от солнечного коллектора

1 – душевая кабина; 2 – бак горячей воды; 3 – солнечный коллектор; 4 – трубопровод водопровода

На душевой кабине 1 смонтирован сборный бак 2 для горячей воды, поступающей после солнечного коллектора 3. Такие мобильные душевые нашли применение на строительных площадках, в летних туристических лагерях и в индивидуальных коттеджах. Трубопроводом 4 коллектор 3 соединен с водопроводом. Под давлением в водопроводе холодная вода с $t_{\text{вход}} = 16-18^\circ\text{C}$ поступает в змеевиковый теплообменник в солнечном коллекторе 3, где нагревается до $t_{\text{вых}} = 50^\circ\text{C}$. Нагретая вода собирается в баке 2.

Вторым направлением использования энергии солнца является создание электрических генераторов, вырабатывающих электрический ток при поглощении лучистой радиации. Самым важным элементом солнечной электрической технологии является солнечный элемент. Он состоит из очень тонкого слоя полупроводникового вещества, в качестве которого обычно используется кремний. Тон-

кая пленка заливается с двух сторон раствором с применением других элементов. Их в заливочной смеси подбирают таким образом, чтобы одна сторона поверхности солнечного элемента имела отрицательный заряд — избыток электронов, а вторая — положительный заряд — недостаток электронов.

При облучении элемента солнечным потоком энергия радиации поглощается (абсорбируется) заряженным материалом и возникают дополнительные заряженные частицы, движущиеся от одной стороны элемента к другой. Возникающая при этом разность потенциалов — напряжение — и создает поток электронов — электрический ток.

Солнечные электрические модули создаются из включенных либо последовательно, либо параллельно солнечных элементов. Каждый модуль имеет свою маленькую электрическую соединительную коробку. Наибольшее распространение получили модули, имеющие до 50 элементов, заключенных в каркасную раму, в которой по фасаду расположено темное стекло.

Собранные в электрическую панель модули устанавливают на крыше в качестве затеняющего окна укрытия стеклянной крыши или отдельного элемента — агрегата.

Широко известно применение солнечных панелей на космических аппаратах и станциях. По фотографиям космических станций видно, что солнечные батареи расположены в форме креста с ориентацией на все стороны света. Это позволяет осуществлять энергоснабжение космической станции при различном расположении ее по отношению к потоку солнечных лучей.

В бытовых целях применение электрических солнечных модулей сдерживается их высокой первоначальной стоимостью. Дальнейшее совершенствование технологии и постоянное повышение стоимости топлива будут способствовать применению наиболее экологически чистого способа получения электроэнергии от потока солнечной радиации.

Использование энергии ветра для выработки электроэнергии также находит все большее применение. Особенно это относится к Скандинавским странам — Дании, Норвегии, где имеют место постоянные ветры по побережью этих стран.

В Дании широкое применение получили ветроагрегаты вырабатываемой электрической мощностью 250 кВт. Правительство Дании выдает кредиты и снижает налоги предпринимателям, которые применяют ветроэлектрические генераторы. На рис. 8.8 показаны ветроэлектрические агрегаты, установленные в прибрежной зоне Дании. Здесь разработана и принята долгосрочная программа применения ветроагрегатов. По этой программе

к 2030 г. страна намерена обеспечить 50 % всей потребляемой датчанами энергии с использованием ветроагрегатов.



Рис. 6.6. Пример применения ветроагрегатов в прибрежной полосе Дании, где наблюдаются ветры со скоростью не менее 5 м/с

Конструктивно ветроэлектроагрегаты состоят из вертикальной вышки, на которой монтируется генератор тока, на валу которого располагается ветроколесо с тремя лопастями. Поворотное устройство обеспечивает самоустановку ветроколеса на набегающий поток воздуха. При скоростях ветра от 5 до 20 м/с ветроколесо вращается под напором ветрового потока и вращает при этом электрогенератор, расположенный в гондоле. По соединительным проводам электроток передается на аккумуляторы, где и накапливается в ночные часы, когда нет его потребления. В часы безветрия аккумуляторы также продолжают снабжать энергией потребителей.

В России ветроэлектроагрегаты могут применяться в районах, где наблюдаются устойчивые ветры. К таким относятся большинство районов Крайнего Севера, Дальнего Востока, Камчатки, Сахалина, а также некоторые районы центральной России – Поволжье, Калмыкия и др.

Определенных успехов в освоении ветровых электростанций достигли энергетики ОАО «Калмыкэнерго» и ОАО «Чуваэнерго».

По заказу Минтопэнерго России в Калмыкии в 2000 г. была смонтирована, прошла наладку и технические испытания, показавшие хорошие результаты, ветровая электростанция (ВЭС «Ра-

дуга-1000») номинальной мощностью 1000 кВт. Она выполнена московским Тушинским машиностроительным заводом по разработке МКБ «Радуга» полностью на отечественном оборудовании, с применением оригинальных решений, с дистанционным автоматическим управлением и включена в энергосистему «Калмык-энерго».

Предполагается с учетом накопленного опыта организовать серийное производство таких установок.

Чувашские энергетики в Марийско-Посадском районе на Государевой Горе построили и задействовали две ВЭС номинальной производительностью 110 кВт каждая. В районе этой горы практически круглый год дуют ветры со скоростью не ниже 5 м/с. При скорости ветра 13 м/с ВЭС достигает номинальной мощности. Рядом с ВЭС располагается здание, в котором размещена компьютерная станция управления с метеонаблюдательным устройством на крыше. При скорости ветра свыше 22 м/с компьютер останавливает ВЭС во избежание поломки.

Строительство одной ВЭС окупается за 8 лет, а при сооружении двух агрегатов ВЭС окупаемость инвестиций снижается до 6 лет. Поэтому экономически и технологически целесообразно в климатических зонах с устойчивым ветровым потенциалом строить сразу десятки ВЭС. О такой тенденции свидетельствует фотография на рис. 8.8.

В последнее время проработаны технические решения по сооружению так называемых гибридных солнечно-ветровых энергоустановок, объединяющих солнечные и ветровые электростанции в одном комплексе, что снижает погодную зависимость энергоснабжения потребителей (в деревне Шалочь Череповецкого р-на Вологодской обл. установлено 14 фотоэлектрических панелей, облокированных с тремя ВЭУ-160, показавших хорошие результаты в совместной эксплуатации с компактным и энергоэффективным домовым оборудованием).

Громадный район Центральной России богат подземными запасами горячей, «термальной» воды (с температурой 50–70 °С), залегающей на глубине 1200–1500 м. Большие запасы ее имеются также в предгорьях Кавказа, на Камчатке, Чукотке, Сахалине и других местах. Многие термальные источники с древнейших времен использовались на цели горячего лечебного водоснабжения, в теплицах и на отопление зданий.

Недостатком инженерных систем с использованием горячих термальных вод является быстрое накопление в трубопроводах и оборудовании осадков солей и шламов, содержащихся в этих водах. Поэтому для систем термального теплоснабжения обязатель-

но применение очистных установок и разборных пластинчатых теплообменников для нагрева химически очищенной вторичной воды систем отопления. Осаждающиеся из термальной воды в пластинчатом теплообменнике соли легко удаляются щетками при разборке и очистке пластин, как это показано на рис. 8.9.



Рис. 8.9. Сборка очищенных пластин в разборном пластинчатом водо-водяном теплообменнике, применяемом для нагрева воды в системе отопления теплотой термальных вод

Контрольные вопросы

1. Как называется Федеральный закон Российской Федерации по вопросам энергосбережения и когда он был принят?
2. Что является объектом государственного регулирования в области энергосбережения?
3. Какие первоочередные задачи необходимо решать в области энергосбережения?
4. Как называется нормативный документ, принятый Правительством Москвы в области энергосбережения?
5. Как называются нормативно-распорядительные документы по энергосбережению, принятые руководством Вашего региона?
6. Назовите классы-категории энергетической эффективности здания.
7. Как отмечается высокая и низкая энергоэффективность здания?
8. Какие возможности экономии денежных средств предоставляются населению и бюджетным организациям при использовании электрической энергии?
9. Какие основные методы снижения расходов теплоты в системах отопления Вы знаете?

10. Какие составляющие расходов тепловой энергии формируют тепловой баланс жилых и общественных зданий?

11. Какая доля в затратах теплоты приходится на отопление и вентиляцию жилых зданий?

12. Что такое утилизация теплоты в жилых и общественных зданиях и как достигается экономия тепловой энергии?

13. Какие основные методы экономии тепловой энергии при отоплении зданий Вы знаете?

14. Как быстро окупились инвестиции в установку утилизации теплоты в административном здании № 26 по Б. Дмитровке в Москве?

15. Как влияет автоматизация работы отопительного оборудования на расходы тепловой энергии?

16. Как отражается уровень эксплуатации оборудования на расходы электрической и тепловой энергии при отоплении зданий? Приведите примеры.

17. Назовите возможные области применения холодильных машин.

18. Что такое тепловой насос и как он используется при отоплении зданий?

19. Назовите основные элементы парокомпрессионной холодильной машины.

20. Как вычисляется энергетический показатель теплового насоса и от каких параметров он зависит?

21. С какой целью совмещают в единый спортивный комплекс строительство катка и бассейна?

22. Каково назначение воздушных кондиционеров в жилых, общественных и промышленных зданиях?

23. Назовите основные конструктивные элементы воздушных кондиционеров.

24. Каково назначение приточно-вытяжных агрегатов в гражданском строительстве?

25. Как изображаются процессы нагрева, охлаждения и осушения воздуха в $i-d$ -диаграмме?

26. Что мы называем альтернативными источниками энергии, перечислите их?

27. Как используется лучистая энергия солнца для нужд населения? Приведите примеры.

28. Приведите примеры использования ветровой и солнечной энергии.

29. Приведите примеры использования теплоты подземных вод и особенности геотермального теплоснабжения.

30. Какова особенность гибридных энергоустановок?

Глава 9. ОСНОВЫ ПРОЕКТИРОВАНИЯ И МОНТАЖА ЦЕНТРАЛЬНЫХ СИСТЕМ ВОДЯНОГО ОТОПЛЕНИЯ

9.1. Нормы и правила проектирования

Основным нормативным документом для проектирования центральных водяных систем отопления является СНиП [46].

Отметим некоторые положения этих строительных норм и правил:

- системы отопления проектируются на параметры B наружного воздуха в холодный период года.

- допустимые температуры, относительная влажность и скорости движения воздуха в обслуживаемой зоне жилых, общественных и административно-бытовых помещений: температура t_p от $18\text{ }^{\circ}\text{C}$ до $22\text{ }^{\circ}\text{C}$; при пребывании людей в уличной одежде в общественных местах (торговые залы, кинотеатры, крытые стадионы и др.) до $t_p \approx 16\text{--}14\text{ }^{\circ}\text{C}$;

- относительная влажность φ — не более 65 %; скорость движения воздуха — не более 0,2 м/с;

- в качестве теплоносителя следует применять, как правило, воду;

- системы поквартирного отопления в зданиях следует проектировать двухтрубными с горизонтальной разводкой труб и установкой счетчиков расхода теплоты и воды и приборов регулирования для каждой квартиры;

- трубопроводы систем отопления следует проектировать из стальных, медных, латунных, металлопластиковых труб при скорости движения воды в трубах не более 1,5 м/с;

- трубопроводы в местах пересечения перекрытий, внутренних стен и перегородок следует прокладывать в гильзах из негорючих материалов; края гильз должны быть на одном уровне с поверхностями стен, перегородок и потолков, но на 33 мм выше поверхности чистого пола;

- отопительные приборы следует размещать, как правило, под световыми проемами в местах, доступных для осмотра, ремонта и очистки;

— соединение отопительных приборов «на сцепке» допускается предусматривать в пределах одного помещения. Отопительные приборы гардеробных, уборных, умывальных, кладовых допускается присоединять «на сцепке» к приборам соседних помещений;

— отопительные приборы на лестничных клетках следует, как правило, размещать на первом этаже и присоединять их к отдельным ветвям или стоякам систем отопления;

— запорную арматуру следует предусматривать:

а) для отключения и спуска воды от отдельных колен, ветвей и стояков систем отопления;

б) для отключения части или всех отопительных приборов в помещениях, в которых отопление используется периодически или частично.

9.2. Последовательность разработки проекта

Первым этапом разработки проекта системы отопления является обобщение данных об архитектурно-строительных особенностях отапливаемого здания. По архитектурно-строительным чертежам здания проводятся замеры и составляются таблицы, включающие размеры всех наружных ограждений для каждого отапливаемого помещения, для вычисления их площади.

Площадь F_n наружных ограждений определяется следующим образом:

— высоту стен первого этажа при устройстве пола на грунте принимают между уровнями полов первого и второго этажа;

— при конструкции пола на лагах или наличии не отапливаемого подвала — от нижнего уровня пола первого этажа до уровня пола второго этажа h_1 (рис. 9.1);

— высоту стен промежуточных этажей h_2 — между уровнем полов расчетного и лежащего выше этажа;

— высоту стен верхнего этажа — от уровня пола этажа до верхнего утепляющего слоя чердачного перекрытия h_3 ;

— длину наружных стен углового помещения l и l_1 определяют от линии пересечения наружных стен до осей внутренних перегородок или стен;

— в неугловых помещениях длину наружных стен l_2 определяют между осями внутренних стен;

— длину внутренних стен определяют от внутренней поверхности наружных стен до осей внутренних стен l_3 или между осями внутренних стен l_4 ;

— длину и ширину потолков и полов над подвалами и подпольями определяют между осями внутренних стен l_4 и от внутренней поверхности наружных стен до осей внутренних стен l_3 и l_5 ;

— ширину и высоту окон, фонарей и дверей l_6 и l_7 определяют по наименьшему размеру в свету.

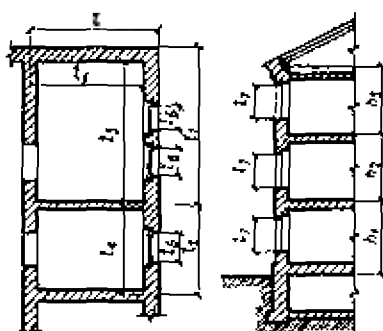


Рис. 9.1. Схема обмеров ограждающих конструкций в отапливаемом помещении

Для пола, расположенного на грунте или для заглубленных в землю стен, замеры площади производятся по зонам, как это показано на схеме рис. 9.2.

Зона 1 определяется по полосе по периметру здания шириной 2 м от внутренней поверхности наружных стен. От границ зоны 1 строится новая 2-метровая полоса-зона 2, далее — аналогично зона 3. Вся оставшаяся внутренняя площадь здания, не вошедшая в зоны 1–3, составляет зону 4.

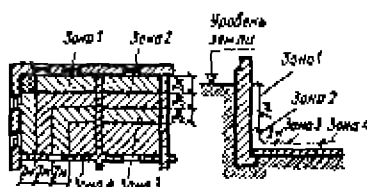


Рис. 9.2. Схема разбивки пола по грунту и заглубленных стен на зоны обмера и вычисления поверхностей

Значения термических сопротивлений каждой зоны на грунте по [47] принимаются следующие:

1-я зона	$R = 2,4 \text{ м}^2 \cdot ^\circ\text{C}/\text{Вт},$
2-я зона	$R = 4,3 \text{ м}^2 \cdot ^\circ\text{C}/\text{Вт},$
3-я зона	$R = 8,6 \text{ м}^2 \cdot ^\circ\text{C}/\text{Вт},$
4-я зона	$R = 14,2 \text{ м}^2 \cdot ^\circ\text{C}/\text{Вт}.$

По аналогичной методике на зоны разбиваются заглубленные в грунт стены.

Второй этап. Зная размеры каждого наружного ограждения, вычисляется поверхность F_n и по принятым конструктивным решениям и примененным в каждой конструкции ограждения материалам определяют термическое сопротивление R_n . Расчетные трансмиссионные теплотопотери через каждое наружное ограждение помещения вычисляют по формуле:

$$Q_{т.п.г.г.р} = F_n (t_n - t_{н.х})/R_n, \text{ Вт}, \quad (9.1)$$

где $t_{н.х}$ – расчетная температура наружного воздуха в холодный период года по параметрам Б [46], °С; t_n – температура воздуха в помещениях жилых и административных зданий, принимается 20 °С [52]; для детских садов – 22 °С.

Третий этап. Вычисляется поступление в обслуживаемое помещение неорганизованного (инфильтрация) или от работы приточных агрегатов приточного наружного воздуха $L_{п.н}$.

При неорганизованной инфильтрации наружного воздуха $L_{п.н}$ его нагрев осуществляется от теплоты отопительных приборов. Вычисляем требуемое количество теплоты на нагрев санитарной нормы приточного наружного воздуха:

$$Q_{п.н} = L_{п.н} \rho_{п.н} c_{п.н} (t_n - t_{н.х})/3,6, \text{ Вт}. \quad (9.2)$$

При применении организованной приточно-вытяжной вентиляции находят температуру приточного наружного воздуха после теплоотдающего теплообменника установки утилизации:

$$t_{п.н} = \theta_{г.у} (t_{г.у} - t_{н.х}) + t_{н.х}, \text{ °С}, \quad (9.3)$$

где $\theta_{г.у}$ – показатель теплотехнической эффективности, применяемой в проекте здания установки утилизации (для наиболее распространенной и надежной в климате России установки утилизации с насосной циркуляцией промежуточного теплоносителя – антифриза, показатель $\theta_{г.у} = 0,38$); $t_{г.у}$ – температура удаляемого из помещения вытяжного воздуха, °С.

Тепловой поток на нагрев приточного наружного воздуха после установки утилизации:

$$Q_{т.п.н.у} = L \rho c_p (t_n - t_{п.н})/3,6, \text{ Вт}. \quad (9.4)$$

Четвертый этап. Вычисляется количество бытовых тепловыделений в отапливаемые помещения. В жилых зданиях удельные тепловыделения принимаются не менее $q_{т.б} = 10 \text{ Вт/м}^2$ отапливаемой площади. По результатам обмеров отапливаемых помещений (первый этаж) вычисляется площадь $F_{пом}$ отапливаемого помещения. Тепловой поток от бытовых тепловыделений вычисляется по формуле:

$$Q_{т.б} = F_{ном} q_{т.б}, \text{ Вт.} \quad (9.5)$$

Пятый этап. Вычисляется требуемая тепловая мощность отопительного прибора в каждом помещении здания:
при неорганизованной инфильтрации:

$$Q_{т.от} = Q_{т.пот.пр} + Q_{т.п.и} - Q_{т.б}, \text{ Вт;} \quad (9.6)$$

при применении установки утилизации в приточно-вытяжных агрегатах:

$$Q_{т.от} = Q_{т.пот.пр} + Q_{т.п.в.у} - Q_{т.б}, \text{ Вт.} \quad (9.7)$$

Шестой этап. Выбирается тип отопительного прибора, рационального для применения в проектируемом здании. Выбирается рациональный тип одно- или двухтрубной схемы циркуляции воды в системе отопления.

В соответствии с выбранной схемой системы отопления намечается расположение подающих и обратных трубопроводов системы отопления.

В зависимости от выбранной схемы системы отопления вычисляется расход горячей воды и отопительных приборов на стояке по формуле:

$$G_{вт.ст} = \Sigma Q_{т.от} \cdot 3,6 / [c_w (t_{вх1} - t_{вх2})], \text{ кг/ч.} \quad (9.8)$$

где $\Sigma Q_{т.от}$ — сумма требуемой мощности отопительных приборов на стояке, Вт; $t_{вх1}$ и $t_{вх2}$ — температура горячей воды на входе и выходе из подающего и обратного стояков, °С.

В однотрубных системах отопления через отопительный прибор проходит расход горячей воды $G_{вт.ст}$, вычисляемый по формуле (9.8).

В двухтрубных системах отопления расход горячей воды через отопительный прибор вычисляется по формуле:

$$G_{вт.от.пр} = Q_{т.от} \cdot 3,6 / [c_w (t_{вх1} - t_{вх2})], \text{ кг/ч.} \quad (9.9)$$

Выбирается требуемая поверхность отопительного прибора.

Седьмой этап. В зависимости от архитектурно-планировочного решения здания выбирается рациональная система отопления. При наличии технического этажа (чердака) может использоваться как верхняя, так и нижняя схемы прокладки магистральных распределительных трубопроводов.

В многоквартирных зданиях с применением в качестве отопительных приборов конвекторов с воздушным клапаном, регулирующим их тепловую производительность, рационально применение однотрубных проточных стояков. При наличии у отопительных приборов термостатических регулирующих клапанов рационально применение двухтрубных стояков.

Выбор попутной или тупиковой схемы движения воды в контуре циркуляции по магистральным трубопроводам связан с гидравлической устойчивостью системы отопления и выравниванием гидравлического сопротивления в кольцах циркуляции.

Тупиковая схема применяется в системе отопления с однотрубными стояками, имеющими большое гидравлическое сопротивление. Тупиковые ветви циркуляции должны выполняться короткими и включать не более четырех стояков на сторону. При расположении магистрального стояка посередине системы в правую и левую сторону от него может быть по четыре вертикальных стояка. Тогда в системе отопления будет восемь стояков. При большем числе стояков, а также в двухтрубных схемах рационально применять схему с попутным движением воды. Возможно сооружение в одном здании нескольких систем отопления со своими ветвями насосной циркуляции воды.

На рис. 9.3 показаны возможные варианты обозначения на планах здания магистральных трубопроводов, номеров стояков (например, Ст.1), отопительных приборов и подводок к ним. Стояки на планах зданий прежде всего располагают в наружных углах зданий, далее размещают остальные стояки с преимущественным двухсторонним присоединением к стояку отопительных приборов. Такое присоединение увеличивает гидравлическое сопротивление стояков, сокращает их число и повышает гидравлическую устойчивость системы отопления.

Отдельно размещают стояк к отопительному прибору на лестничной клетке (ЛК). На плане здания стояки системы отопления наносят в виде жирной точки (в двухтрубных схемах на планах изображают только один стояк), соединяют их с отопительными приборами одной линией подводки. Нумерация стояков на плане начинается с левого угла здания (Ст.1) и проводится далее по часовой стрелке. Номера стояков помечаются на планах по их оси снаружи обозначения строительных ограждений здания.

При системе с верхней разводкой на плане помечают расположение главного стояка (Г.ст.). У отопительных приборов, собираемых из секций (например, радиаторы), напротив их расположения на плане снаружи обозначения строительных ограждений указывается цифрой число секций. При использовании конвекторов цифрой указывается длина оребренной части отопительного прибора.

При верхней разводке горизонтальные магистральные распределительные трубопроводы на техническом этаже прокладываются на высоте 200–300 мм от верха покрытия.

До наружной стены расстояние должно быть не менее 1000–1500 мм. В верхних точках раздающих магистральных трубопроводов устанавливают горизонтальные воздухоотборники.

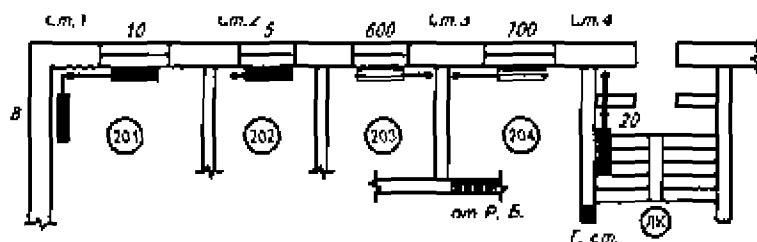


Рис. 9.3. Варианты размещения стояков, подводок и отопительных приборов на поэтажных планах здания.

Ст.1 – угловой двухтрубный стояк в системе с верхней или нижней разводкой и двухсторонним присоединением секционного прибора (на плане указано число секций); Ст.2 – однотрубный стояк в системе с верхней разводкой и односторонним присоединением стального панельного радиатора РСВ1 (на плане указан номер прибора по каталогу); Ст.3 – однотрубный стояк в системе с нижней разводкой с конвектором, присоединенным к подъемной и опускной частям стояка (на плане указана длина оребренной части конвектора); Ст.4 – стояк лестничной клетки с секционным прибором (на плане указано число секций)

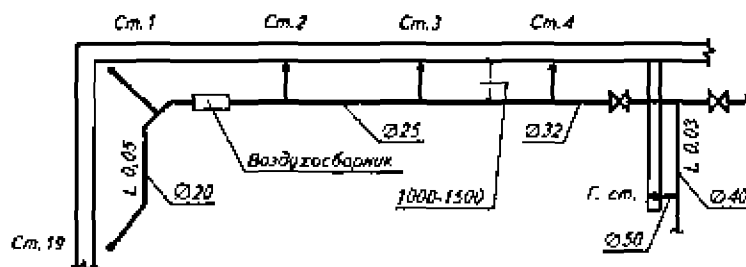


Рис. 9.4. Система с верхней разводкой с размещением распределительных магистральных трубопроводов к вертикальным стоякам на техническом этаже здания

При нижней разводке магистральные трубопроводы в подвале монтируются под потолком на расстоянии 500–600 мм от потолка перекрытия. Это позволяет разместить арматуру стояков и регулирующих вентилей. При изображении на плане подвала магистральные трубопроводы нижней разводки наносятся рядом (подающий – ближе к наружной стене). Указываются величины уклонов магистральных трубопроводов к тепловому пункту. В местах отключения отдельных ветвей указывается запорная арматура. Все магистрали обозначаются сплошной линией с указанием в ее разрывах их назначений: Т1 – подающая; Т2 – обратная и т.д. (рис. 9.5).

После поэтажной установки отопительных приборов, обозначения ответвлений и мест прохождения стояков и магистральных трубопроводов разрабатывается схема системы отопления. Схему

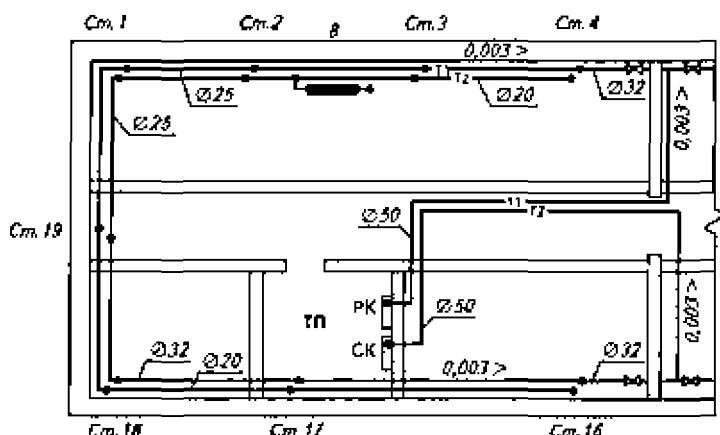


Рис. 9.5. Система с нижней разводкой с размещением распределительных и оборных магистральных трубопроводов в подвале здания

системы отопления изображают во фронтальной аксонометрической проекции в масштабе $M 1:100$ с сохранением полученных на планах здания размеров трубопроводов и отопительных приборов, как это показано на рис. 9.6.

На схеме рис. 9.6 показаны различные варианты присоединения отопительных приборов в однотрубной схеме отопления: проточная схема Ст. 1 — при применении конвекторов с воздушным регулированием их тепловой производительности; схема Ст. 2 — при частичном затекании горячей воды из стояка, что достигается регулированием трехпроходным краном (узел А) или вентилем (узел Б) при наличии замыкающего трубопровода между входом и выходом из отопительного прибора; схема Ст. 3 — для двух отопительных приборов в лестничной клетке, по которым горячая вода проходит последовательно; Ст. 12 — двухтрубной схемы с применением секционных отопительных приборов.

Отопительные приборы на схеме изображаются в форме прямоугольников, размеры которых в масштабе должны отвечать длине и высоте принятого в проекте отопительного прибора. В прямоугольнике цифрой обозначается конструктивная особенность отопительного прибора (число секций для радиатора, длина оребренной части конвектора). Над отопительным прибором цифрой обозначается его расчетная тепловая производительность в Вт. Под номером стояка проводится черта, под которой дается цифровое обозначение расчетной тепловой нагрузки на стояк в Вт, а вторая нижняя цифра — расход горячей воды в кг/ч.

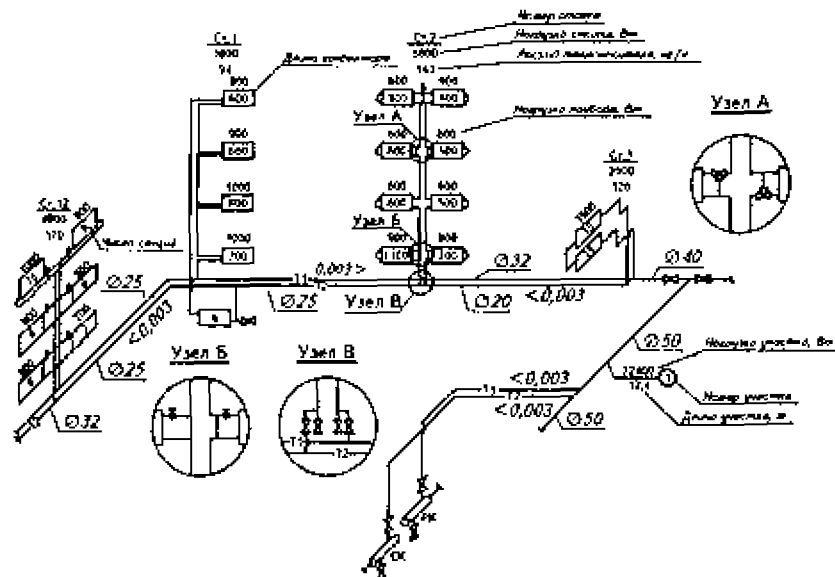


Рис. 9.6. Оформление аксонометрической схемы системы отопления с нижней разводкой и различными способами присоединения отопительных приборов
 Ст.1 – однотрубный стояк с конвекторами с воздушным регулированием их тепловой производительности; Ст.2 – однотрубный стояк с низкими конвекторами и различным присоединением к отопительным приборам; узел А – проточно-регулируемый способ присоединения при регулировании трехпроходным краном поступления в отопительный прибор части горячей воды, проходящей по стояку; узел Б – с замыкающим участком при регулировании вентилем поступления в отопительный прибор части горячей воды, проходящей по стояку; узел В – присоединение стояков к подающему Т1 и обратному Т2 магистральным трубопроводам при наличии запорных кранов для отключения стояков и кранов на ответвлении для аварийного слива воды из стояка; Ст.3 – стояк лестничной клетки с секционными отопительными приборами, установленными в два яруса; Ст.12 – стояки в двухтрубной системе с секционными отопительными приборами

Построение аксонометрической схемы системы отопления начинается с расположения в здании распределительного РК и сборного СК коллекторов, соединенных трубопроводами с источником теплоснабжения, которыми при закрытой схеме присоединения будут водо-водяные теплообменники в ИТП, а при открытой схеме – подающий и обратный трубопроводы централизованной системы теплоснабжения. При наличии отводов от магистральных трубопроводов они показываются на схеме в форме разрыва. Присоединяемая к этим разрывам часть системы отопления может быть перенесена на другой чертеж с указанием в «примечаниях» мест переноса.

Подробно правила выполнения рабочей документации изложены в ГОСТ 21.602-2003 [53].

Восьмой этап — проведение гидравлического расчета системы отопления.

Расчет проводится с использованием данных о расходах горячей воды и принятых диаметрах трубопроводов, указанных на аксонометрической схеме (см. рис. 9.6).

Гидравлический расчет начинается с наиболее протяженного и теплонапряженного кольца, которое называют «основное циркуляционное кольцо» (ОЦК).

При попутном движении воды в системе отопления с вертикальными стояками ОЦК рекомендуется выбирать через один из средних стояков рассчитываемого участка. При тупиковом движении воды в системе отопления с вертикальными стояками ОЦК выбирается для наиболее удаленного участка.

В двухтрубных системах отопления ОЦК рекомендуется выбирать через нижний отопительный прибор.

П р и м е ч а н и е. Методика гидравлического расчета системы отопления подробно рассмотрена в главе 4. Существует много простых компьютерных программ для гидравлического расчета систем отопления, которыми рационально пользоваться.

Девятый этап — расчет и подбор циркуляционного насоса. Вычисляют требуемый напор циркуляционного насоса $H_{\text{н.т}}$ и его подачу $Q_{\text{н.т}}$ м³/ч. По заданным параметрам выбирают тип и число насосов, при работе которых достигается наиболее высокий КПД.

Десятый этап — разработка схемы, расчет и подбор оборудования ИТП-ЦТП, элементов управления и автоматики теплового пункта. Составление спецификации материалов, приборов и оборудования.

9.3. Использование компьютерных программ при проектировании систем отопления

Начиная с шестого этапа (см. 9.2), проектирование систем отопления рационально проводить с использованием пакетов специальных прикладных компьютерных программ.

В настоящее время разработано и реализуется множество программных средств расчета и проектирования инженерных сооружений, начиная от простейших и до сложных планшетных графических и издательских машин. В системе Госстроя России разработкой, размножением и распространением действующих нормативных, методических и программных средств и документов занимается ряд государственных предприятий, научно-исследовательских и проектных институтов и организаций. Наиболее известными из них являются:

Федеральное государственное унитарное предприятие — «Центр проектной продукции в строительстве» (ФГУП ЦПП), которое реализует следующую документацию: строительные нормы и правила (СНиП), межгосударственные стандарты (ГОСТ), государственные стандарты Российской Федерации (ГОСТ Р), руководящие документы системы (РДС), нормативные и методические документы по вопросам ценообразования и сметного нормирования, учебная и справочная литература и др.

Государственное предприятие «Центр программных средств массового применения в строительстве» (ГП ЦПС), предлагает Федеральный фонд программных средств: генеральные планы; архитектура и дизайн; конструкции зданий и сооружений; сооружения транспорта; трубопроводы; строительные элементы; основания и фундаменты; конструкции каменные; конструкции железобетонные; металлические конструкции; водоснабжение и канализация; теплоснабжение, отопление и вентиляция; электротехнические системы; защита от вредных воздействий и др.

Рассмотрим последовательность проектирования систем отопления с использованием программы «Отопление 3Д. Версия 2000/2002» отечественной фирмы «Инжсервис». Работа с программой на компьютере разбивается на несколько последовательных этапов-стадий и шагов-команд с использованием соответствующих графических, расчетных и корректирующих меню и подменю.

Работа с графическими меню и подменю:

1. Вызывается меню «Создание отдельных архитектурных планов». В открывшемся диалоговом окне на дисплее задаются величины требуемой тепловой мощности и температуры воздуха для каждого помещения проектируемого здания. По команде «Вставить» на схему чертежа помещения заносится номер помещения, требуемая тепловая мощность приборов отопления и температура (последовательно для всех помещений).

2. Размещение по помещениям, выбранных проектантом конструкций, отопительных приборов. В программу на дисплее вносятся данные о теплотехнических и гидравлических параметрах применяемых в проекте отопительных приборов, для чего вызывается главное меню «Радиаторы» и производится ручная расстановка отопительных приборов, которые изображены на дисплее по ранее выполненным построениям.

3. Вызывается меню «Стояки» и корректируется место прокладки стояков, их положение на архитектурных планах здания. После этого производится конструирование подающих и обратных коллекторов системы отопления.

4. В меню «Штуцеры для отопительных приборов» заложено четыре варианта подключения отопительных приборов к стояку (к однострубному, к двухтрубному и в зависимости от геометрического положения стояков: горизонтальное или вертикальное), выбирается необходимый.

5. В меню «Вентили стояков и кольца циркуляции (подсети)» определяются места установки запорных кранов и вентилей на стояках и устанавливаются кольца (подсети) циркуляции.

6. В меню «Установление реперной точки (точки отсчета)» производится расположение на архитектурных поэтажных планах стояков, которым присваивается собственный порядковый номер (подающий и обратный стояки), автоматическое подключение стояков к общей аксонометрической схеме системы отопления (последовательно для всех этажей).

7. Для выбранной схемы циркуляции (однотрубная, двухтрубная система) последовательно на поэтажных планах производится графическое присоединение отопительных приборов к соответствующим стоякам.

8. Построение в масштабе полной ортогональной аксонометрической схемы системы отопления здания с использованием наработанных в пп. 1–7 графических решений (все излишние сегменты трубопроводов удаляются).

Работа с расчетными меню и подменю. Наряду с представлением тепловых, гидравлических, технологических расчетов систем и оборудования обязательным условием добротной проектной документации является наличие сметно-финансового модуля. Разработка его в любом проекте является завершающим и трудоемким этапом, связанным с подсчетом спецификации материалов, приборов и оборудования [34]. Здесь вступает в силу человеческий фактор, и если объем выполненного проекта достаточно велик, то вероятность точного подсчета без многократной проверки резко снижается.

Неточность расчетов приводит к жалобам строительно-монтажных организаций на нехватку того или иного материала с явными претензиями на недосчет при выполнении проектно-сметной документации.

1. В окнах на дисплее заносятся исходные данные о материале труб, изоляции, технические параметры арматуры и др. После выбора начального и конечного сегмента проводится трасса трубопровода, проверка и анализ соответствия принятым решениям по присоединениям и размещениям всех элементов сети – размещение стояков, ответвлений и поворотов и т.д. После устранения всех несоответствий принятых ранее решений приступают к соб-

ственно расчету. В диалоговом окне дисплея компьютера появляется запись с результатами расчетов по отдельным участкам трассы трубопроводов (рассчитанные участки трубопроводов окрашены в фиолетовый цвет).

2. С помощью подменю — «Создание ярлыков трубопроводов» на аксонометрической схеме трубопроводов наносятся поясняющие надписи к пронумерованным участкам трубопроводов.

3. С помощью меню «Создание спецификации» выбираются формы таблиц спецификации и учетные объекты для включения в них. В выбранную форму автоматически заносятся все результаты расчетов с заводскими маркировками и спецификацией всех элементов выбранной системы отопления.

В программе имеются меню для проведения корректировки отдельных подсистем и участков сети системы отопления.

Московское ООО НТЦ «Конструктор» предлагает усовершенствованную и безошибочную систему автоматизированного проектирования Autodesk® Building Systems (ABS3), включающую в себя три модуля проектирования: Mechanical — для проектирования систем отопления, вентиляции, кондиционирования, Plumbing — для проектирования сетей водоснабжения и канализации, Electrical — для проектирования электрических и слаботочных сетей. В этот программный продукт включены многочисленные утилиты-инструменты для удобства пользования модулями, а также разработанная в соответствии с требованиями российских государственных стандартов «STS-Библиотека 1.0 для ABS», отражающая более 5000 элементов производимых у нас приборов и оборудования.

Из проведенного описания порядка и последовательности использования компьютерных программ для проектирования систем отопления следует, что специалистам и проектировщикам необходимо хорошее знание компьютерной техники и технологии, владение навыками работы на ПК. Эти требования являются обязательными элементами подготовки специалистов в любой отрасли.

9.4. Утилизация теплоты вытяжного воздуха

В главе 2 было показано, что затраты теплоты на подогрев санитарной нормы приточного наружного воздуха при современных методах теплозащиты ограждающих конструкций составляют в жилых домах до 80 % тепловой нагрузки на отопительные приборы, а в общественно-административных зданиях — более 90%. Поэтому энергосберегающие системы отопления в современных конструкциях зданий могут быть созданы только при условии

утилизации теплоты вытяжного воздуха на нагрев санитарной нормы приточного наружного воздуха.

В главе 3 рассмотрен успешный опыт применения в административном здании в Москве установки утилизации с насосной циркуляцией промежуточного теплоносителя — антифриза.

При расположении приточных и вытяжных агрегатов на расстоянии более 30 м друг от друга система утилизации с насосной циркуляцией антифриза является наиболее рациональной и экономичной. В случае расположения их рядом возможно еще более эффективное решение. Так в климатических районах с мягкими зимами, когда температура наружного воздуха не опускается ниже -7°C , широко применяются пластинчатые теплоутилизаторы.

На рис. 9.7 показана конструктивная схема пластинчатого рекуперативного (теплоотдача осуществляется через разделительную стенку) теплоутилизационного теплообменника. Здесь показан (рис. 9.7, а) «воздухо-воздушный» теплоутилизатор, собранный из пластинчатых каналов, которые могут изготавливаться из тонкой листовой оцинкованной стали, алюминия и др.

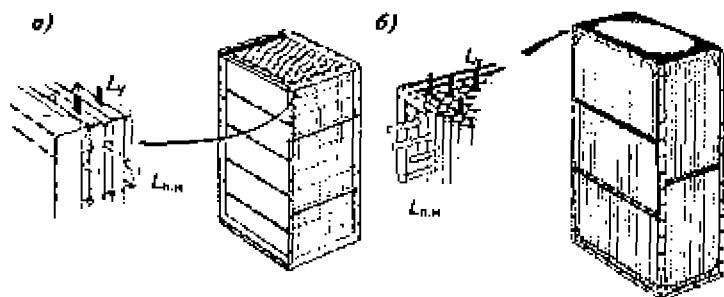


Рис. 9.7. Конструктивная схема рекуперативного теплообменника из пластинчатых и трубчатых каналов прохождения приточного и вытяжного воздуха: а — пластинчатые каналы, в которых сверху над разделительными стенками каналов поступает вытяжной воздух L_v , а горизонтально-приточный наружный воздух $L_{п.н.}$; б — трубчатые каналы, в которых сверху в трубках проходит вытяжной воздух L_v , а горизонтально в межтрубном пространстве проходит приточный наружный воздух $L_{п.н.}$.

Пластинчатые каналы заключаются в кожух, имеющий фланцы для присоединения к приточным и вытяжным воздуховодам.

На рис. 9.7, б показан «воздухо-воздушный» теплообменник из трубчатых элементов, которые могут быть также изготовлены из алюминия, оцинкованной стали, пластмассы, стекла и др. Трубы закрепляются в верхние и нижние трубные решетки, что формирует каналы для прохода вытяжного воздуха. Боковые стенки и трубные решетки образуют каркас теплообменника, с открытыми

фасадными сечениями, которые присоединяются к воздуховоду поступления приточного наружного воздуха $L_{п.н.}$.

Благодаря развитой поверхности каналов и устройства в них турбулизирующих воздух насадок в таких «воздухо-воздушных» теплообменниках достигается высокая теплотехническая эффективность $\theta_{п.в.}$ (до 0,75), и это является главным достоинством таких аппаратов.

Недостатком этих рекуператоров является необходимость предподогрева приточного наружного воздуха в электрокалориферах до температуры не ниже -7°C (во избежание замерзания конденсата на стороне влажного вытяжного воздуха).

На рис. 9.8 показана конструктивная схема приточно-вытяжного агрегата с пластинчатым утилизатором теплоты вытяжного воздуха L_v на нагрев приточного наружного воздуха $L_{п.н.}$. Приточный и вытяжной агрегаты выполняются в едином корпусе. Первыми на входе приточного наружного $L_{п.н.}$ и удаляемого вытяжного L_v воздуха установлены фильтры 1 и 4. Оба очищенных потока воздуха от работы приточного 5 и вытяжного 6 вентиляторов прохо-

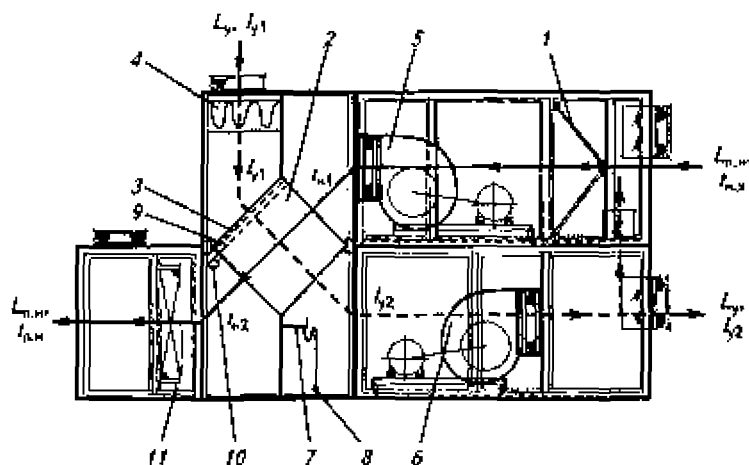


Рис. 9.8. Конструктивная схема приточного и вытяжного агрегатов с пластинчатым утилизатором, имеющим обводной воздушный канал по приточному наружному воздуху

1 – воздушный фильтр в приточном агрегате; 2 – пластинчатый утилизационный теплообменник; 3 – фланец присоединения воздушного тракта поступления вытяжного воздуха; 4 – фильтр карманный для очистки вытяжного воздуха L_v ; 5 – приточный вентилятор с электродвигателем на одной раме; 6 – вытяжной вентилятор с электродвигателем на одной раме; 7 – поддон сбора из каналов прохождения вытяжного воздуха сконденсированной влаги; 8 – труборовод отвода конденсата; 9 – обводной воздушный канал для прохода приточного воздуха $L_{п.н.}$; 10 – автоматический привод воздушных клапанов в обводном канале; 11 – калорифер подогрева приточного наружного воздуха, питаемый горячей водой

дят через пластинчатый теплоутилизатор 2, где энергия отепленного вытяжного воздуха L_y передается холодному приточному $L_{п.н}$.

Как правило, вытяжной воздух имеет повышенное влагосодержание и температуру точки росы не ниже $+4^\circ\text{C}$. При поступлении в каналы теплоутилизатора 2 холодного наружного воздуха с температурой ниже $+4^\circ\text{C}$ на разделительных стенках установится температура, при которой на части поверхности каналов со стороны движения удаляемого вытяжного воздуха будет происходить конденсация водяных паров.

Образовавшийся конденсат под воздействием потока воздуха L_y будет интенсивно стекать в поддон 7, откуда по присоединенному к патрубку 8 трубопроводу отводится в канализацию (или бак-накопитель).

Для пластинчатого утилизатора характерно следующее уравнение теплового баланса переданной теплоты к наружному приточному воздуху:

$$Q_{\text{тy}} = L_y \rho_y (I_{y1} - I_{y2}) = L_{п.н} \rho_{п.н} c_p (t_{п2} - t_{п1}), \text{ кДж/ч}, \quad (9.10)$$

где $Q_{\text{тy}}$ — утилизируемая приточным воздухом теплоэнергия; $L_y, L_{п.н}$ — расходы отепленного вытяжного и наружного приточного воздуха, $\text{м}^3/\text{ч}$; $\rho_y, \rho_{п.н}$ — удельные плотности отепленного вытяжного и наружного приточного воздуха, $\text{кг}/\text{м}^3$; I_{y1} и I_{y2} — начальная и конечная энтальпия отепленного вытяжного воздуха, $\text{кДж}/\text{кг}$; $t_{п1}$ и $t_{п2}$, c_p — начальные и конечные температуры, $^\circ\text{C}$, и теплоемкость, $\text{кДж}/(\text{кг} \cdot ^\circ\text{C})$, наружного приточного воздуха.

При низких начальных температурах наружного воздуха $t_{п.н} \approx t_{п1}$ на разделительных стенках каналов выпадающий из вытяжного воздуха конденсат не успевает стекать в поддон 7, а замерзает на стенках, что приводит к сужению проходного сечения и увеличивает аэродинамическое сопротивление проходу вытяжного воздуха. Это увеличение аэродинамического сопротивления воспринимается датчиком, который передает команду на привод 10 на открытие воздушных клапанов в обводном канале (байпасе) 9.

Испытания пластинчатых утилизаторов в климате России показали, что при снижении температуры наружного воздуха до $t_{п.н} \approx t_{п1} \approx -15^\circ\text{C}$, воздушные клапаны в байпасе 9 полностью открыты и весь приточный наружный воздух $L_{п.н}$ проходит, минуя пластинчатые каналы теплоутилизатора 2.

Нагрев приточного наружного воздуха $L_{п.н}$ от $t_{п.н}$ до $t_{п.н}$ осуществляется в калорифере 11, питаемом горячей водой из центрального источника теплоснабжения. В этом режиме $Q_{\text{тy}}$, вычисляемое по уравнению (9.10), равно нулю, так как через присоединенный теплоутилизатор 2 проходит только вытяжной воздух и $I_{y1} \approx I_{y2}$, т.е. утилизация теплоты отсутствует.

Вторым методом предотвращения замерзания конденсата в каналах теплообменника 2 является электрический предподогрев приточного наружного воздуха от $t_{н.х}$ до $t_{н1} = -7^\circ\text{C}$. В расчетных условиях холодного периода года в климате Москвы холодный приточный наружный воздух в электрокалорифере нужно нагревать на $\Delta t_{\text{эл}} = t_{н1} - t_{н.х} = -7 + 26 = 19^\circ\text{C}$. Нагрев приточного наружного воздуха при $\theta_{\text{п.н}} = 0,7$ и $t_{\text{в1}} = 24^\circ\text{C}$ составит $t_{\text{п.н}} = 0,7 \cdot (24 + 7) - 7 = 14,7^\circ\text{C}$ или $\Delta t_{\text{т.у}} = 14,7 + 7 = 21,7^\circ\text{C}$.

Расчет показывает, что в этом режиме нагрев в теплоутилизаторе и в калорифере практически одинаков. Использование байпаса или электрического предподогрева значительно снижает теплотехническую эффективность пластинчатых теплообменников в системах приточно-вытяжной вентиляции в климате России.

Для устранения этого недостатка отечественными специалистами разработан оригинальный метод быстрого периодического размораживания пластинчатых теплоутилизаторов путем подогрева удаляемого вытяжного воздуха, обеспечивающий надежную и энергоэффективную круглогодичную работу агрегатов.

На рис. 9.9 показана принципиальная схема установки утилизации теплоты вытяжного воздуха L_y на нагрев приточного наруж-

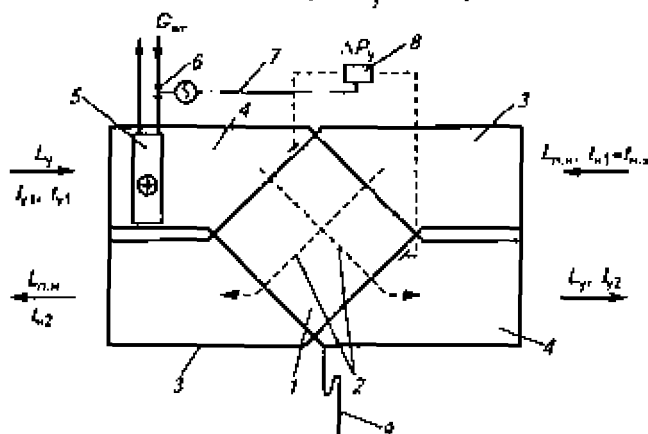


Рис. 9.9. Принципиальная схема применения пластинчатого теплоутилизатора в климате России

1 – пластинчатый теплоутилизатор; 2 – пластинчатые каналы для прохода холодного приточного наружного воздуха $L_{н1}$ и теплого вытяжного удаляемого воздуха L_y ; 3 – присоединительные воздуховоды прохода приточного наружного воздуха $L_{н1}$; 4 – присоединительные воздуховоды прохода удаляемого вытяжного воздуха L_y ; 5 – калорифер в потоке удаляемого воздуха L_y из выхода в каналы 2 пластинчатого теплообменника 1; 6 – автоматический клапан на трубопроводе подачи горячей воды G_w ; 7 – электрическая связь; 8 – датчик контроля сопротивления воздушного потока в каналах 2 для прохода вытяжного воздуха L_y ; 9 – отвод конденсата

ного воздуха $L_{п.н.}$ с быстрым устранением обмерзания каналов 2 для улучшения прохода удаляемого воздуха через пластинчатый теплоутилизатор 1.

Воздуховодами 3 теплоутилизатор 1 соединен с трактом прохождения приточного наружного воздуха $L_{п.н.}$, а воздуховодами 4 с трактом прохождения удаляемого вытяжного воздуха $L_{в.}$.

При низких температурах приточного наружного воздуха ($t_{п.н.} = t_{п.в.} - 7^\circ\text{C}$) через стенки пластинчатых каналов 2 теплота от вытяжного воздуха передается полностью теплоте, отвечающей уравнению теплового баланса [см. формулу (9.10)]. Снижение температуры вытяжного воздуха происходит с обильной конденсацией влаги на стенках пластинчатых каналов. Часть конденсата успевает стечь из каналов 2 и по трубопроводу 9 удаляется в канализацию (или бак-накопитель). Однако большая часть конденсата замерзает на стенках каналов 2. Это вызывает возрастание перепада давления ΔP_y в потоке удаляемого воздуха, замеряемого датчиком 8.

При возрастании ΔP_y до настроенной величины от датчика 8 через проводную связь 7 последует команда на открытие автоматического клапана 6 на трубопроводе подачи горячей воды $G_{гв.}$ в трубки калорифера 5, установленного в воздуховоде 4 поступления удаляемого вытяжного воздуха в пластинчатый утилизатор 1. При открытом автоматическом клапане 6 в трубки калорифера 5 поступит горячая вода $G_{гв.}$, что вызовет повышение температуры удаляемого воздуха $t_{в.1}$ до $45-60^\circ\text{C}$.

При прохождении по каналам 2 удаляемого воздуха с высокой температурой произойдет быстрое оттаивание со стенок каналов наледей и образующийся конденсат по трубопроводу 9 стечет в канализацию (или в бак-накопитель конденсата).

После оттайки наледей перепад давлений в каналах 2 понизится и датчик 8 через связь 7 подаст команду на закрытие клапана 6 и подача горячей воды в калорифер 5 прекратится.

Рассмотрим процесс утилизации теплоты на $I-d$ диаграмме, представленный на рис. 9.10.

Проведем оценку влияния метода размораживания пластинчатых теплоутилизаторов (по схеме на рис. 9.9) на теплотехническую эффективность режимов утилизации теплоты вытяжного воздуха на следующем примере.

Пример 9.1. Исходные условия: В крупном московском ($t_{п.в.} = -26^\circ\text{C}$) производственно-административном здании в системе приточно-вытяжной вентиляции смонтирована теплоутилизационная установка (ТУУ) на базе рекуперативного пластинчатого теплообменника (с показателем $\theta_{п.н.} = 0,7$). Объем и параметры удаляемого вытяжного воз-

духа в процессе охлаждения составляют: $L_y = 9000 \text{ м}^3/\text{ч}$, $t_{y1} = 24 \text{ }^\circ\text{C}$, $i_{y1} = 40 \text{ кДж/кг}$, $t_{p,y1} = 7 \text{ }^\circ\text{C}$, $d_{y1} = 6,2 \text{ г/кг}$ (см. построение на t - d -диаграмме на рис. 9.10). Расход приточного наружного воздуха $L_{п.н} = 10\,000 \text{ м}^3/\text{ч}$. Размораживание теплоутилизатора производится методом периодического повышения температуры удаляемого воздуха, как это показано на схеме рис. 9.9.

Требуется: Установить теплотехническую эффективность режимов утилизации теплоты с использованием нового метода периодической оттайки пластин аппарата.

Решение: 1. Вычисляем температуру нагретого утилизируемой теплотой приточного наружного воздуха в расчетных условиях холодного периода года при $t_{н.х} = t_{н1} = -26 \text{ }^\circ\text{C}$:

$$t_{н2} = \theta_{т.н} (t_{y1} - t_{н1}) + t_{н1} = 0,7 \cdot (24 + 26) - 26 = +9 \text{ }^\circ\text{C}.$$

2. Вычисляем количество утилизируемой теплоты за первый час работы установки утилизации, когда обмерзание пластинчатых каналов не повлияло на теплотехническую эффективность, но повысило аэродинамическое сопротивление в каналах прохождения удаляемого воздуха:

$$Q_{т.п.н.у} = L_{п.н} \rho_{п.н} c_p (t_{н2} - t_{н1})/3600 = \\ = 10\,000 \cdot 1,32 \cdot 1 \cdot (9 + 26)/3600 = 128,3 \text{ кВт} \cdot \text{ч}.$$

3. Через час работы ТУУ в расчетных зимних условиях на стенках каналов накопился слой льда, который вызвал повышение аэродинамического сопротивления ΔR_y . Определим возможное количество льда на стенках каналов прохода вытяжного воздуха через пластинчатый теплоутилизатор, образованного в течение часа. Из уравнения теплового баланса (9.10) вычислим энтальпию охлажденного и осушенного вытяжного воздуха:

$$i_{y2} = i_{y1} - Q_{т.п.н.у} \cdot 3600/L_y \rho_y, \text{ кДж/кг}. \quad (9.11)$$

Для рассматриваемого примера по формуле (9.11) получим:

$$i = 40 - 128,3 \cdot 3600/9000 \cdot 1,23 = -1,7 \text{ кДж/кг}.$$

На рис. 9.10 представлено построение на t - d -диаграмме режимов нагрева приточного наружного воздуха (процесс H_1-H_2) утилизируемой теплотой вытяжного воздуха (процесс Y_1-Y_2). Построением на t - d -диаграмме получены остальные параметры охлажденного и осушенного вытяжного воздуха (см. точку Y_2): $t_{y2} = -6,5 \text{ }^\circ\text{C}$, $d_{y2} = 2,2 \text{ г/кг}$.

4. Количество выпавшего из вытяжного воздуха конденсата вычисляется по формуле:

$$G_{кон} = L_y \rho_y (d_{y1} - d_{y2})/1000, \text{ кг/ч}. \quad (9.12)$$

По формуле (9.12) находим количество конденсата в рассматриваемом часовом режиме работы теплоутилизатора: $G_{кон} = 9\,000 \cdot 1,25 \cdot (6,2 - 2,2)/1000 = 45 \text{ кг/ч}$.

5. Скрытая теплота образования льда равна $r_2 = 93 \text{ Вт} \cdot \text{ч/кг}$. На охлаждение конденсата в форме льда от $0 \text{ }^\circ\text{C}$ до $-6,5 \text{ }^\circ\text{C}$ затрачивается следующее количество холода:

$$Q_{ок.кон} = G_{кон} c_{кон} (0 + 6,5)/3,6, \text{ Вт} \cdot \text{ч}. \quad (9.13)$$

По формуле (9.13) вычисляем количество холода, затраченного на понижение температуры льда: $Q = 45 \cdot 4,2 \cdot 6,5/3,6 = 341 \text{ Вт} \cdot \text{ч}$.

На образование льда затрачивается следующее количество холода:

$$Q_{\text{т.кон}} = G_{\text{кпл}} \cdot 93 = 45 \cdot 93 = 4185 \text{ Вт} \cdot \text{ч}.$$

Общее количество энергии, идущей на образование наледей на разделительной поверхности пластинчатых теплоутилизаторов, составит:

$$Q_{\text{т.раз}} = Q_{\text{ок.кон}} + Q_{\text{т.кон}} = 341 + 4185 = 4526 \text{ Вт} \cdot \text{ч} = 4,53 \text{ кВт} \cdot \text{ч}.$$

6. Из построения на $I-d$ -диаграмме (рис. 9.10) видно, что при проточном движении по пластинчатым каналам приточного $L_{\text{п.п}}$ и вытяжного $L_{\text{в}}$ воздушных потоков на входе в пластинчатый теплообменник наиболее холодного наружного воздуха по другую сторону разделительных стенок пластинчатых каналов проходит охлажденный до отрицательных температур вытяжной воздух. Именно в этой части пластинчатого теплообменника и наблюдаются интенсивные образования наледей и инея, которые будут перекрывать каналы для прохода вытяжного воздуха. Это вызовет повышение аэродинамического сопротивления.

Датчик контроля при этом подаст команду на открытие автоматического клапана поступления горячей воды в трубки теплообменника, смонтированного в вытяжном воздуховоде до пластинчатого теплообменника, что обеспечит нагрев вытяжного воздуха до температуры $t_{\text{у.под}} = +50^\circ\text{C}$.

Поступление горячего воздуха в пластинчатые каналы обеспечит за 10 мин оттайку замерзшего конденсата, который в жидком виде удалится в канализацию (в бак-накопитель). За 10 мин нагрева вытяжного воздуха затрачено следующее количество теплоты:

$$Q_{\text{т.у.под}} = [L_{\text{в}} \rho_{\text{в}} c_p (t_{\text{у.под}} - t_{\text{yl}}) \tau_{\text{от}}] / 3600, \text{ кВт} \cdot \text{ч}. \quad (9.14)$$

или по формуле (9.14) получим:

$$Q_{\text{т.у.под}} = [9000 \cdot 1,16 \cdot 1 \cdot (50 - 24) \cdot 10/60] / 3600 = 12,57 \text{ кВт} \cdot \text{ч}.$$

7. Подведенная в калорифере 5 (рис. 9.9) теплота частично расходуется на растаивание наледей, что по расчетам в п. 5 потребует $Q_{\text{т.рас}} = 4,53 \text{ кВт} \cdot \text{ч}$ теплоты. На передачу теплоты к приточному наружному воздуху из затраченной теплоты в калорифере 5 на нагрев вытяжного воздуха останется теплоты:

$$Q_{\text{т.нат.лн}} = Q_{\text{т.у}} - Q_{\text{т.рас}} = 12,57 - 4,53 = 8,04 \text{ кВт} \cdot \text{ч}.$$

8. Температура подогретого вытяжного воздуха после затраты части теплоты на размораживание вычисляется по формуле:

$$t_{\text{yl.раз}} = t_{\text{yl}} + Q_{\text{т.нат.лн}} \cdot 3600 \cdot 60 / L_{\text{в}} \cdot \rho_{\text{в}} \cdot c_p \cdot \tau_{\text{от}}, ^\circ\text{C}. \quad (9.15)$$

Для рассматриваемого примера по формуле (9.15) получим:

$$t_{\text{yl.раз}} = 24 + 8,04 \cdot 36 \cdot 000 \cdot 60 / 9000 \cdot 1,14 \cdot 1 \cdot 10 = 40,9^\circ\text{C}.$$

9. Подогретый в калорифере 5 (см. рис. 9.9) вытяжной воздух будет способствовать не только размораживанию наледей конденсата, но и увеличению передачи теплоты к приточному воздуху через разделительные стенки пластинчатых каналов. Вычислим температуру нагретого приточного наружного воздуха:

$$t_{\text{н2,раз}} = 0,7 (40,9 + 26) - 26 = 20,8 \text{ }^{\circ}\text{C}.$$

10. Количество теплоты, переданной на нагрев приточного наружного воздуха в течение 10 мин размораживания, вычисляется по формуле:

$$Q_{\text{т.н.раз}} = [L_{\text{н.н}} \rho_{\text{н.н}} c_p (t_{\text{н2,раз}} - t_{\text{н1}}) \tau_{\text{раз}}] / 60 / 3600, \text{ кВт} \cdot \text{ч}. \quad (9.16)$$

Для рассматриваемого режима по формуле (9.16) получим:

$$Q_{\text{т.н.раз}} = [10\,000 \cdot 1,31 \cdot 1 \cdot (20,8 + 26) \cdot 10 / 60] / 3600 = 28 \text{ кВт} \cdot \text{ч}.$$

11. Потери теплоты от нагрева вытяжного воздуха на размораживание стенок аппарата от наледей вычисляются по формуле:

$$\Delta Q_{\text{т.у}} = Q_{\text{т.у.роз}} - Q_{\text{т.н.раз}}, \text{ кВт} \cdot \text{ч}. \quad (9.17)$$

Для рассматриваемого режима по формуле (9.17) получим:

$$Q_{\text{т.у}} = 12,57 - 28 = -15,43 \text{ кВт} \cdot \text{ч}.$$

Расчет показывает, что в рассматриваемом режиме размораживания нет потерь теплоты, так как часть теплоты подогрева из удаляемого воздуха $Q_{\text{т.у}} = 12,57 \text{ кВт} \cdot \text{ч}$ переходит на дополнительный догрев приточного наружного воздуха $L_{\text{н.н}}$ до температуры $t_{\text{н2,раз}} = 20,8 \text{ }^{\circ}\text{C}$, вместо $t_{\text{н2}} = +9 \text{ }^{\circ}\text{C}$ при использовании только теплоты вытяжного воздуха с температурой $t_{\text{г1}} = +24 \text{ }^{\circ}\text{C}$ (см. п. 1).

9.5. Состав раздела проекта «Энергоэффективность»

В проекте здания обязательно наличие раздела «Энергоэффективность». В нем должны быть представлены сводные показатели энергоэффективности принятых решений в соответствующих частях проекта здания. Сводные показатели должны быть сопоставлены с нормативными показателями удельного расхода тепловой энергии $q_{\text{т.о1}}$, кВт $\cdot$ ч / (м² $\cdot$ год), которые установлены СНиП [47] и территориальными строительными нормами по энергосбережению. Для Москвы — это нормы МГСН 2.01-99, а для Московской области — ТСП НТП-99 МО [50, 51].

В пояснительной записке к разделу «Энергоэффективность» должно содержаться:

- общая энергетическая характеристика запроектированного объекта;
- сведения о проектных решениях, направленных на повышение эффективности использования энергии;
- описание технических решений ограждающих конструкций с расчетом приведенных сопротивлений теплопередаче (за исключением светопрозрачных) с приложением протоколов теплотехнических испытаний, подтверждающих принятые расчетные теплофизические показатели строительных материалов, отличающиеся

от показателей СНиП 23-02-2003 [47] и сертификата соответствия для светопрозрачных конструкций;

- принятые виды пространства под первым и над последним этажами с указанием температуры внутреннего воздуха, принятой в расчетах, наличие мансардных этажей, используемых для жилья, тамбуров входных дверей и отопления вестибюлей, остекления лоджий;

- принятые системы отопления, вентиляции и кондиционирования воздуха, сведения о наличии приборов учета и регулирования, обеспечивающих эффективное использование энергии;

- специальные приемы повышения энергоэффективности здания: устройства по пассивному использованию солнечной энергии, системы утилизации тепла вытяжного воздуха, теплоизоляция трубопроводов отопления и горячего водоснабжения, проходящих в холодных подвалах, применение тепловых насосов и прочее;

- информация о выборе и размещении источников для объекта. В необходимых случаях приводится технико-экономическое обоснование энергоснабжения от автономных источников энергии вместо централизованных;

- сопоставление проектных решений и технико-экономических показателей в части энергопотребления с требованиями норм;

- заключение.

Пояснительная записка заканчивается составлением энергетического паспорта здания.

Энергетический паспорт жилых и общественных зданий предназначен для подтверждения соответствия показателей энергетической эффективности и теплотехнических показателей здания, показателям установленным в нормативных документах.

Энергетический паспорт здания должен содержать:

общую информацию о проекте; расчетные условия; сведения о функциональном назначении и типе здания; объемно-планировочные и компоновочные показатели здания; расчетные энергетические показатели здания, в том числе: показатели энергоэффективности, теплотехнические показатели; сведения о сопоставлении с нормируемыми показателями; рекомендации по повышению энергоэффективности здания; результаты измерения энергоэффективности и уровня тепловой защиты здания после годичного периода его эксплуатации; класс энергетической эффективности здания.

Форму и порядок составления энергетического паспорта здания рассмотрим на следующем примере.

Пример 9.2. Исходные условия: Разработан проект десятиэтажного жилого дома для строительства в Москве. Общее количество квартир – 40. Стены здания изготовлены с применением трехслойных железобетонных панелей с теплоизоляцией из минеральных плит типа «Роквул», окна с трехслойным остеклением в деревянных раздельно – спаренных переплетах. Чердак – «теплый», покрытие – из керамзитобетонных панелей толщиной 250 мм. Подвал – «теплый» с разводкой трубопроводов с изоляцией. Здание подключено к центральной системе теплоснабжения с оборудованием в подвале ИТП по принципиальной схеме, представленной на рис. 7.1. В оконных рамах имеются регулируемые отверстия для поступления санитарной нормы наружного воздуха. Из кухонь, санузлов и ванной предусмотрена механическая вытяжка с расположением вытяжных агрегатов на чердаке.

Требуется: С использованием формализованных таблиц составить раздел проекта здания «Энергосбережение» с рекомендациями по повышению энергетической эффективности проекта здания, энергетический паспорт и заключение.

Решение: Для решения поставленной задачи воспользуемся «Методическими указаниями по проведению энергосервисаудита в жилищно-коммунальном хозяйстве», утвержденными приказом Госстроя России от 18.04.2001 г. № 81, и Московскими городскими строительными нормами МГСН 2.01-99 «Энергосбережение в зданиях. Нормативы по теплозащите и тепловодоэлектроснабжению», утвержденными Правительством Москвы постановлением от 23 февраля 1999 г. №138 [50].

ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЙ ПАСПОРТ ЗДАНИЯ

Общая информация о проекте	Дата заполнения (число, месяц, год)
Адрес здания Разработчик проекта – адрес и телефон Шифр проекта	Москва, ул. Проект-1 ГлавАПУ ... Серия 90-05/1.2Щ

Расчетные условия

№ п/п	Наименования расчетных параметров	Обозначения	Единица измерения	Величина
1	Расчетная температура воздуха помещения в холодный период года	t_a	°C	+20
2	Расчетная температура наружного воздуха в холодный период года	$t_{a,н}$	°C	-26
3	Расчетная температура «теплого» чердака	$t_{a,ч}$	°C	+14
4	Расчетная температура «теплого» подвала	$t_{a,пв}$	°C	+6
5	Продолжительность отопительного периода	$\tau_{от}$	Сут.	213

№ п/п	Наименование расчетных параметров	Обозначения	Единица измерения	Величина
6	Средняя температура наружного воздуха за отопительный период	$t_{ср.от}$	°C	-3,6
7	Градусо-сутки отопительного периода ^{*)}	ГСОП	°C сут	5027

* Вычисляется по формуле: $ГСОП = (t_{в} - t_{о,ср.от}) \cdot t_{от} = [(20 - (-3,6)) \cdot 213 = 5027 \text{ °C} \cdot \text{сут.}]$

Функциональное назначение, тип и конструктивное решение здания

8	Назначение	Жилое
9	Размещение в застройке	Отдельно стоящее
10	Тип здания	Многоэтажное – 10 этажей
11	Конструктивное решение здания	Крупнопанельное, железобетонное
12	Оснащенность здания узлами регулирования отопления с указанием типа регулятора	Отопительные конвекторы «Сантехпром Авто», с регуляторами РТД-1
13	Наличие узлов учета расхода тепловой и электрической энергии, топлива и воды	В ИТП имеется узел учета расхода теплоты зданием, в каждой квартире – электрический счетчик. В ИТП установлен счетчик расхода водопроводной воды

Объемно-планировочные решения здания

№ п/п	Показатель	Обозначения, ед. измер.	Нормативное значение показателя	Расчетное (проектное) значение показателя	Фактическое значение показателя
1	2	3	4	5	6
14	Общая площадь наружных ограждающих конструкций здания В том числе: стен по продольным фасадам торцевых стен многосекционных зданий окон покрытий пола	$F_{и}, \text{ м}^2$ $F_{ст}, \text{ м}^2$ $F_{ст.плоск.}, \text{ м}^2$ $F_{ок}, \text{ м}^2$ $F_{покр.}, \text{ м}^2$ $F_{пол}, \text{ м}^2$	– – – – – –	2673 1736 0 331 303 303	
15	Площадь отапливаемых помещений	$F_{от}, \text{ м}^2$	–	2392	
16	Общая площадь	$F_{зд}, \text{ м}^2$	–	2392	
17	Жилая площадь	$F_{ж}, \text{ м}^2$	–	1488	

№ п/п	Показатель	Обозначения, ед. измер.	Нормативные значения показателей	Расчетное (проектное) значение показателя	Фактическое значение показателя
1	2	3	4	5	6
18	Отапливаемый объем	$V_{от}, \text{м}^3$	—	9256	
19	Коэффициент остекленности фасада здания	P	0,18	0,16	
20	Коэффициент компактности здания $F_{пл}/V_{от}$	$K_{пл}$	0,29	0,289	

Теплотехнические показатели

1	2	3	4	5	6
21	Приведенное сопротивление теплопередаче наружных ограждений:	$R_{0i}, \text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C}/\text{Вт}$	—	1,73	
	– стен по продольным фасадам	R_{0c}	3,15	2,75	
	– торцевых стен	$R_{0\text{тор}}$	—	—	
	– окон и балконных дверей	$R_{0о}$	0,54	0,55	
	– покрытий	$R_{0п}$	4,71	4,71	
	– покрытий 1-го этажа	$R_{0п1}$	4,16	4,16	
22	Удельное поступление приточного наружного воздуха в жилые помещения	$l_{пр}, \text{м}^3/(\text{м}^2 \cdot \text{ч})$	3	3	
23	Расход поступающего приточного наружного воздуха в жилые помещения здания	$L_{пр}, \text{м}^3/\text{ч}$	4464	4464	

Теплоэнергетические показатели

24	Трансмиссионные теплопотери через ограждающую оболочку здания за отопительный период	$Q_{т.пл.тр.}, \text{кВт} \cdot \text{ч/от. пер.}$	—	186 404	
25	Расход теплоты за отопительный период на нагрев приточного наружного воздуха	$Q_{т.пл.}, \text{кВт} \cdot \text{ч/от. пер.}$		186 997	
26	Удельные бытовые тепловыделения в здании	$Q_{т.б.}, \text{Вт}/\text{м}^2$	Не менее 10	10	
27	Бытовые тепlopоступления в здании за отопительный период $Q_{т.б.б.} = q_{т.б.} \cdot 10^{-1} \cdot 213 \cdot 24 \cdot F_{пл}$	$Q_{т.б.б.}, \text{кВт} \cdot \text{ч/от. пер.}$	—	76 087	

28	Потребность в тепловой энергии за отопительный период на цели отопления и вентиляции	$Q_{1,от.гр.в}$ кВт ч/от.пер.	—	297 334	
29	Удельный расход теплоты на отопление здания по отношению к общей площади отапливаемых помещений $F_{от} = 2392 \text{ м}^2$	$Q_{1,от.}$ кВт ч/м ² от.пер.	95	124,3	

Сопоставление с нормативными требованиями

30	Категория энергетической эффективности здания $(q_{1,от.} - q_{1,от.норм}) \times 100 / q_{1,от.норм}$	%	±14	+31	
31	Соответствует ли проект здания нормативному требованию	—	—	Нет	
32	Категория энергетической эффективности	—	—	Пониженная	
33	Дорабатывать ли проект здания?			Да	

Рекомендации по повышению энергетической эффективности проекта здания

34	Рекомендуется: для сокращения расхода теплоты на подогрев приточного воздуха применить приточно-вытяжные агрегаты, расположенные на чердаке с использованием в них пластинчатых «воздухо-воздушных» теплоутилизационных теплообменников с применением для устранения обмерзания конденсата подогрев удаляемого воздуха				
35	Паспорт заполнен: Организация ... Адрес и телефон ... Ответственный исполнитель ...				

Заключение

Проведенные расчеты и данные заполненного «Энергетического паспорта» показали, что запроектированное здание имеет пониженную энергетическую эффективность и перерасход теплоты за отопительный сезон на системы отопления и вентиляции по сравнению с нормами МГСН [50]. Принято решение переработать проект в соответствии с рекомендациями по п. 34.

Рассмотрим один из возможных вариантов улучшения проекта на следующем примере.

Пример 9.3. Исходные условия: В проекте жилого здания с исходными данными по примеру 9.2 установлена низкая энергетическая эффективность принятых конструктивных решений и сверхнормативный расход теплоты за отопительный сезон.

Требуется: Провести доработку проекта согласно рекомендаций п. 34 «Энергетического паспорта».

Решение: 1. В чердачном помещении установлен приточно-вытяжной агрегат с подачей приточного воздуха $L_{п.н.} = 4464 \text{ м}^3/\text{ч}$ и вытяжного воздуха $L_v = 4000 \text{ м}^3/\text{ч}$ со средней температурой $t_{y1} = 24 \text{ }^\circ\text{C}$.

2. В приточно-вытяжном агрегате применен пластинчатый теплообменник с показателем теплотехнической эффективности $\theta_{п.н.} = 0,7$. Вычисляем температуру приточного наружного воздуха после подогрева от теплоты вытяжного воздуха в пластинчатом теплоутилизаторе:

$$t_{п.н.} = \theta_{п.н.} (t_{y1} - t_{н.ср.от}) + t_{н.ср.от}, \text{ } ^\circ\text{C}. \quad (9.18)$$

или для рассматриваемого примера по формуле (9.18) получим:

$$t_{п.н.} = 0,7 \cdot (24 + 3,6) - 3,6 = 15,7 \text{ }^\circ\text{C}.$$

3. Приточный наружный воздух с температурой $t_{п.н.} = 15,7 \text{ }^\circ\text{C}$ рационально подавать через приточные устройства в жилые помещения, что позволит поллотить бытовые тепловыделения, не допустить перегрева помещения и соответственно перерасхода теплоты.

В тех случаях, когда в помещениях нет бытовых тепловыделений, на систему отопления ложится дополнительная нагрузка на подогрев приточного воздуха с температуры $t_{п.н.} = 15,7 \text{ }^\circ\text{C}$ до $t_n = 20 \text{ }^\circ\text{C}$.

Вычисляем возможное количество теплоты на подогрев приточного наружного воздуха за отопительный период:

$$Q_{т.п.н.} = L_{п.н.} \rho_{п.н.} c_p (t_n - t_{п.н.}) / 3600 \cdot \tau_{от} = 24 \text{ кВт} \cdot \text{ч/от.пер.} \quad (9.19)$$

Для рассматриваемого примера по формуле (9.19) получим:

$$Q_{т.п.н.} = 4464 \cdot 1,23 \cdot 1 \cdot (20 - 15,7) / 3600 \cdot 213 \cdot 24 = 33\,526 \text{ кВт} \cdot \text{ч/от.пер.}$$

4. В п.25 вносим новое значение: $Q_{т.п.н.} = 33\,526 \text{ кВт} \cdot \text{ч/от.пер.}$

5. Вычисляем потребность в тепловой энергии на цели отопления и вентиляции за отопительный период:

$$\begin{aligned} Q_{т.от} &= Q_{т.вент.пр} + Q_{т.п.н.} - Q_{т.пр.б} = 186\,404 + 33\,526 - 70\,067 = \\ &= 149\,863 \text{ кВт} \cdot \text{ч/от.пер.} \end{aligned}$$

Вносим в п. 28 энергетического паспорта полученный результат расчета.

6. Вычисляем удельный расход на отопление здания:

$$q_{т.от} = 149\,863 / 2392 = 62,7 \text{ кВт} \cdot \text{ч}/(\text{м}^2 \cdot \text{от.пер}).$$

7. Вычисляем категорию энергетической эффективности здания:

$$(62,7 - 95) / 95 = -34 \%,$$

Вносим в п.30 новое вычисленное значение. В п. 31 вносим изменение формулировки на новую: «Проект соответствует нормативным требованиям».

В п. 32 вносим изменение формулировки энергетической эффективности:

– «высокая». В п. 33 заменяем «да» на «нет».

В п. 34 «Рекомендации» записываем: «В результате установки на чердаке приточно-вытяжных агрегатов с использованием пластикового утилизатора с периодическим нагревом вытяжного воздуха для размораживания достигнута «высокая» энергетическая эффективность проекта».

Нормами МГСН [50] установлено, что через три года эксплуатации здания проводятся натурные измерения реальной энергетической эффективности запроектированного, построенного и эксплуатируемого здания.

По результатам натурных замеров вычисляются показатели, которые вносятся в графу 6 «Энергетического паспорта». При этом, если полученные показатели подтверждают высокую энергетическую эффективность построенного здания, то проводится поощрение проектировщиков, строителей и эксплуатационного персонала.

Если показатели по реальным расходам теплоты значительно больше и здание попадает по реальным показателям в классификацию «пониженная энергетическая эффективность», то проводится экспертиза и выявляются причины несоответствия реальных результатов проектным расчетным показателям. Причинами могут быть ошибки в проекте, низкое качество строительства, плохая работа службы эксплуатации.

В зависимости от выявленных причин неполучения расчетных проектных показателей энергетической эффективности функционирования здания накладываются штрафные санкции на виновников допущенных нарушений.

Экономическое стимулирование достижения сокращенного расхода энергии и финансовая ответственность за нарушения норм реализации энергосберегающих мероприятий будут способствовать материальной заинтересованности и ответственности всех участников работы по практическому достижению энергосбережения.

9.6. Применение металлополимерных труб в инженерном оборудовании зданий

Сводами правил СП 41-102-98 и СП 40-103-98 Госстроя России разрешено проектирование и монтаж трубопроводов систем отопления, холодного и горячего водоснабжения зданий с использованием металлополимерных труб. Это решение открывает новую страницу в технологии строительства, эксплуатации и ремонта инженерного оборудования зданий, повышения их долговечности и надежности.

Опыт применения таких труб за рубежом показал высокую эффективность и технологичность установок внутреннего и наружного обустройства зданий с применением полимерных, металло-полимерных трубопроводов и оборудования, возможность их сочетания с пенополиуретановой, пенокаучуковой и другими видами изоляции, с целью получения изделий с новыми товарными качествами.

В качестве исходных материалов для изготовления труб из органических полимерных композиций выступают синтетические высокомолекулярные вещества — пластмассы, способные при термической переработке в изделия приобретать заданную форму и сохранять ее при эксплуатации. Как правило, их производят из доступного сырья, они легко поддаются механической переработке в самые разнообразные изделия.

В пластмассы входят полимерная смола, являющаяся связующим элементом, и наполнители для снижения стоимости материала и улучшения механических свойств (древесная мука, ткани, стекловолокно, асбестовые волокна и др.), пластификаторы (высококипящие сложные эфиры) для повышения эластичности, устранения хрупкости; стабилизаторы (антиоксиданты, светостабилизаторы) для сохранения свойств пластмасс в процессе их переработки и использования, красители и другие вещества.

Наибольшую известность в практике получил полиэтилен — твердая белого цвета пластмасса, хорошо размягчающаяся при нагревании, и его производные. Газо- и водонепроницаемые пленки, полиэтиленовая тара и посуда, трубы, емкости и множество других изделий буквально наводнили все народное хозяйство.

В зависимости от способа промышленного изготовления получают *полиэтилен высокого давления* (производят его при 150–300 МПа, 200–280 °С) и *низкого давления* (0,2–2,5 МПа, 80–100 °С), различающихся по своим техническим свойствам (табл. 9.1).

Таблица 9.1

Технические свойства полиэтилена высокого и низкого давления

Свойства	Полиэтилен высокого давления	Полиэтилен низкого давления
Степень кристалличности, %	50–65	75–90
Плотность, г/см ³	0,91–0,93	0,92–0,97
Температура плавления, °С	102–105	125–137
Молекулярная масса	50 000–800 000	50 000–3 000 000

Полиэтиленовые трубы изготавливают из размягченного полиэтилена методом выдавливания (экструзии). Их выпускают диаметрами от 13 до 150 мм, рассчитанными на давление до 1,2 МПа. Длина труб из полиэтилена высокого давления диаметром до 50 мм не ограничена, трубы эластичны и легко сворачиваются в бухты.

Трубы больших диаметров поставляются длиной 3, 6, 8, 10, 12 м. Длина труб, изготавливаемых из полиэтилена низкого давления и имеющих жесткую структуру, ограничивается 3 м. Соединение и монтаж пластмассовых труб осуществляются термической сваркой и на фланцах. Промышленность выпускает большую номенклатуру фасонных изделий для напорных и безнапорных трубопроводов.

Для целей применения в системах горячего водоснабжения и в трубопроводах систем отопления промышленность освоила выпуск металлополимерных труб.

Металлополимерная труба представляет собой пятислойную конструкцию (рис. 9.11), состоящую из тонкостенной алюминиевой трубы, на которую изнутри и снаружи наносится клеевая основа, а затем — «сшитый» полиэтилен.

Металлополимерная труба сочетает следующие достоинства металлической и пластмассовой труб: 100%-ная кислородонепроницаемость; коррозионная стойкость; отсутствие минеральных отложений на стенках труб; долговечность ≥ 25 лет; морозостойкость; надежность работы в условиях повышенной сейсмичности; повышенная шумопоглощающая способность; удобство транспортирования; технологичность монтажа — трубы легко гнутся, позволяют огибать элементы помещений, не требуется точная подгонка линейных размеров; монтаж непосредственно без сварки, нарезки резьбы, с оборудованием и приборами из стали, латуни, пластмасс при помощи соединительных деталей.



Рис. 9.11. Структура металлополимерной трубы

Металлополимерные трубы разрешено применять при проектировании и монтаже систем отопления и горячего водоснабжения, расчетная температура которых не превышает 90 °С при давлении в трубах не более 1,0 МПа по данным нормативных документов на трубы или сертификационных испытаний.

Типы, размеры и технические характеристики металлополимерных труб по данным фирм-изготовителей представлены в табл. 9.2 и 9.3.

В комплекте с металлополимерными трубами должны поставляться латунные соединительные детали отечественного или импортного производства, имеющие сертификат соответствия. Варианты соединительных деталей и элементов некоторых фирм представлены в табл. 9.4 и 9.5.

Таблица 9.2

Сортамент и масса металлополимерных труб (в миллиметрах)

№ п/п	Изготовитель, нормативно-техническая документация, поставщик	Номинальный диаметр		Толщина стенки с допуском	Толщина алюминиевой фольги с допуском	Теоретическая масса 1 м длины, кг
		Внутренний с допуском	Наружный с допуском			
1	НИКИМТ (Россия).	$12^{+0,2}_{-0,1}$	$16^{+0,3}$	$2,0^{+0,15}_{-0,1}$	0,2	0,095
	ТУ 2248-004-07629379-97	$20^{+0,2}_{-0,1}$	$25^{+0,3}$	$2,5^{+0,2}_{-0,1}$	$0,2\pm 0,01$	0,2
2	АО «Каучук-пласт» (Россия).	10-0,2	$14^{+0,15}$	$2,0^{+0,25}_{-0,05}$	$0,2\pm 0,02$	0,092
	ТУ 2248-001-29325094-97.	12-0,2	$16^{+0,15}$	$2,0^{+0,25}_{-0,05}$	$0,2\pm 0,02$	0,105
	ЗАО «Ганга» (Россия)	14-0,2	$18^{+0,15}$	$2,0^{+0,25}_{-0,05}$	$0,2\pm 0,02$	0,128
		$16^{+0,2}_{-0,1}$	$20^{+0,15}$	$2,25^{+0,25}_{-0,05}$	$0,24\pm 0,02$	0,150
		$20^{+0,2}_{-0,1}$	$25^{+0,20}$	$2,5^{+0,25}_{-0,05}$	$0,24\pm 0,02$	0,204
3	ТОО НПП «ВладВЭД» (Россия) – поставщик	12	$16,0\pm 0,3$	$2,25\pm 0,2$	$0,5\pm 0,04$	0,125
		15	$20,0\pm 0,3$	$2,50\pm 0,2$	$0,5\pm 0,04$	0,185
		20	$26,0\pm 0,3$	$3,00\pm 0,2$	$0,7\pm 0,04$	0,300
		26	$32,3\pm 0,3$	$3,20\pm 0,2$	$0,7\pm 0,04$	0,390
		32	$40,3\pm 0,3$	$3,90\pm 0,2$	$0,7\pm 0,04$	0,550
		40	$48,0\pm 0,3$	$4,00\pm 0,3$	$0,8\pm 0,04$	0,755
		50	$60,0\pm 0,3$	$4,80\pm 0,3$	$0,8\pm 0,04$	0,985
		60	$76,0\pm 0,3$	$5,20\pm 0,3$	$1,0\pm 0,04$	1,480

Таблица 9.3

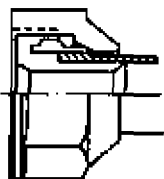
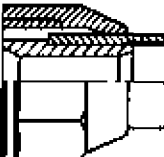
Основные физико-механические показатели металлополимерных труб

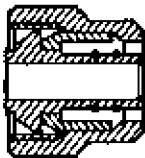
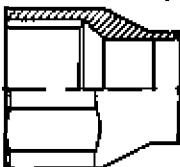
№ п/п	Показатели	Единица измерения	Значение
1	Коэффициент теплопроводности	Вт/(м·К)	0,45
2	Коэффициент линейного расширения	1/°С	$2,5\cdot 10^{-5}$

№ п/п	Показатели	Единица измерения	Значения
3	Коэффициент эквивалентной равномерно-зернистой шероховатости	мм	0,01
4	Прочность кольцевых образцов при разрыве в поперечном направлении, не менее для труб размерами, мм:		
	10-14		2100
	12-16	Н	2400
	14-18		2400
	16-20		2400
	20-25		2400
5	Изменение длины после прогрева при температуре (120-3) °С в течение (60±1) мин	%, не более	1
6	Стойкость при постоянном внутреннем давлении (без разрушений) при температуре, °С:		
	20 – в течение 1 ч		4,5
	95 » 1 ч	МПа	1,8
	95 » 100 ч		1,6
	95 » 1000 ч		1,4

Таблица 9.4

**Соединительные детали для монтажа систем
из металлополимерных труб по ТУ 2248-001-29325094-97,
ТУ 2248-004-07629379-97**

№ п/п	Наименование и эскиз детали	Размеры, дюйм, мм
1	Соединения с обжимной гайкой 	1/2x1216 3/4x1620 1x2025
2	Соединения переходных с обжимной гайкой и обжимным кольцом 	1/2x1014 3/4x1216 1x1620

№ п/п	Наименование и эскиз детали	Размеры, дюйм, мм
3	Соединение с обжимной гайкой для терморегуляторов 	M22x1,5/10-14 M22x1,5/12-16 M24x1,5/12-16 G3/4x10-14 G3/4x12-16
4	Гайка накидная латунная 	1014x3/8 1216x1/2 1620x3/4 2025x1
5	Коллектор 	R2 R3 R4 R5 R6 R7 R8 R9 R10 R11 R12
6	Фиксатор пластмассовый одинарный 	10-14 12-16 16-20 20-25
7	Фиксатор пластмассовый двойной 	20-25

**Сортамент соединительных деталей для металлополимерных
труб по ТУ 2248-004-07629379-97**

В миллиметрах

№ п/п	Наименование и эскиз детали	α_d	D	L	Масса, г	Назначение
1	Соединение штуцерное с нахлестной гайкой и обжимной втулкой	16	G1/2-B	42	60	Применяется в напорных системах с температурой воды до 90 °С и давлением до 1 МПа для присоединения к арматуре с наружной резьбой к отопительным приборам
2	Соединение штуцерное с наружной резьбой и обжимной втулкой	16	G1/2-B	43	48	То же, для присоединения к муфтовой арматуре и стандартным фасонным частям с трубной резьбой

Транспортирование и хранение металлополимерных труб, а также применение металлополимерных труб в инженерных системах и оборудовании зданий подробно рассмотрены в СП 41-102-98 [64] и СП 40-103-98 [65].

Контрольные вопросы

1. Как называется основной нормативный документ Госстроя России для проектирования систем отопления, вентиляции и кондиционирования воздуха?
2. Назовите основные параметры микроклимата жилых, общественных и производственных зданий и допустимые величины их.
3. Какие основные требования предъявляются к проектам поквартирных систем отопления?
4. Какие трубопроводы применяются в проектах систем отопления?

5. Какие скорости теплоносителей допускаются в системах водяного и парового отопления?

6. В каких местах размещаются отопительные приборы в помещениях различного назначения — жилых, вспомогательных, лестничных клетках?

7. Какая запорная и регулирующая арматура применяется в системах отопления?

8. Какова последовательность разработки проектов отопления зданий?

9. Какие этапы проектирования систем отопления Вы можете назвать?

10. Как и с какой целью определяются площади наружных ограждений зданий?

11. Нарисуйте схемы обмеров ограждающих конструкций зданий.

12. В каких документах приводятся значения термического сопротивления ограждающих конструкций?

13. Напишите и объясните формулу определения трансмиссионных теплопотерь.

14. Что означают термины «эксфильтрация» и «инфильтрация» воздуха в помещениях?

15. Напишите и объясните формулу определения количества теплоты на нагрев приточного наружного воздуха.

16. Назовите основные элементы и назначение установки утилизации теплоты вытяжного воздуха.

17. Из чего состоят бытовые тепловыделения отапливаемых помещений, как они вычисляются и учитываются при составлении теплового баланса помещений?

18. Как вычисляется требуемая тепловая мощность отопительного прибора при неорганизованной инфильтрации воздуха?

19. Как вычисляется требуемая тепловая мощность отопительного прибора при применении установки утилизации теплоты?

20. По какой формуле определяется расход воды через отопительный прибор в однотрубной системе водяного отопления?

21. По какой формуле определяется расход воды через отопительный прибор в двухтрубной системе водяного отопления?

22. Чем определяется выбор тупиковой и попутной схем системы отопления?

23. Как нумеруются и обозначаются стояки и отопительные приборы на схемах систем отопления?

24. Чем различаются между собой системы с верхней и нижней разводкой магистралей?

25. Нарисуйте эскиз вариантов присоединения отопительных приборов в одноконтурной и двухконтурной системах отопления.

26. Какие обозначения наносятся на поэтажных и аксонометрических схемах систем отопления?

27. Как выбирается основное циркуляционное кольцо при гидравлическом расчете системы водяного и парового отопления?

28. По каким параметрам выбирается тип и число циркуляционных, подпиточных и конденсатных насосов?

29. Что включают в себя работы с графическими меню и подменю?

30. Что включают в себя работы с расчетными меню и подменю?

31. Какие организации Госстроя России занимаются распространением нормативно-технической, проектно-сметной документации и программных средств для строительного комплекса страны?

32. Почему специалистам строительного комплекса необходимы знания компьютерной техники и технологий работы с компьютерами?

33. Что такое пластинчатые теплоутилизаторы и где их применяют?

34. Нарисуйте конструктивные схемы рекуперативного теплообменника с пластинчатыми каналами.

35. Нарисуйте конструктивные схемы рекуперативного теплообменника с трубчатыми каналами.

36. Почему происходит обмерзание вытяжных каналов теплообменника при низких температурах приточного наружного воздуха?

37. Каким образом устраняется обмерзание вытяжных каналов пластинчатого теплообменника?

38. Как изображаются процессы утилизации теплоты в *I-d*-диаграмме?

39. Что входит в состав раздела «Энергосбережение» проекта здания?

40. Что такое «Энергетический паспорт» здания и какие разделы он содержит?

41. Какие методические и нормативные федеральные, региональные и местные документы Вы используете при составлении раздела проекта «Энергосбережение»?

42. С какой целью проводятся натурные измерения реальной энергетической эффективности построенного здания?

43. Какие исходные материалы применяются для изготовления металлополимерных труб?

44. Каковы достоинства и недостатки металлополимерных труб?
45. Нарисуйте структуру металлополимерной трубы.
46. Как соединяются между собой и с металлическими металлополимерные трубы?

Глава 10. ЭКСПЛУАТАЦИЯ ТЕПЛОВЫХ ЭНЕРГОУСТАНОВОК И ТЕПЛОВЫХ СЕТЕЙ

Основные организационные и технические требования по эксплуатации систем отопления, вентиляции, кондиционирования воздуха, систем горячего водоснабжения, источников СЦТ, тепловых сетей, тепловых пунктов, а также установок технологического теплопотребления (далее — потребители) определены в приоритетном нормативно-техническом документе нашей страны — «Правилах технической эксплуатации тепловых энергоустановок» (далее — ПТЭ), утвержденных Минэнерго России приказом № 115 от 24.03.03 г. и введенных в действие с 01 октября 2003 г.

ПТЭ обязательны для всех потребителей электрической энергии независимо от их ведомственной принадлежности и форм собственности. Все действующие и выпускаемые ведомственные и территориальные нормативно-технические документы по эксплуатации тепловых энергоустановок — правила, инструкции, положения и др., должны быть приведены в соответствие с требованиями указанных ПТЭ. Надзор за соблюдением требований ПТЭ, рациональным и эффективным использованием топливно-энергетических ресурсов в организациях страны возложен на местные органы Государственного энергетического надзора (Госэнергонадзор).

Постановлением Госстроя России от 27.09.2003 г. № 170 утверждены и введены в действие «Правила и нормы технической эксплуатации жилищного фонда» (ПТЭЖФ), определяющие отраслевые требования и порядок технического обслуживания и ремонта жилого фонда, в том числе инженерного оборудования (раздел V, «Техническое обслуживание и ремонт инженерного оборудования») [40]. Контроль и надзор за соблюдением правил и норм эксплуатации и содержания жилого фонда возложены на органы Государственной жилищной инспекции.

10.1. Организация эксплуатации тепловых энергоустановок

В условиях рынка предприятие — его основное звено.

Энергопредприятие — это обособленный хозяйствующий субъект, использующий материальные и информационные ресурсы для производства продукции или оказания услуг, пользующихся спросом. Оно самостоятельно осуществляет деятельность, распоряжается своей продукцией и прибылью, остающейся после уплаты налогов.

Основные характеристики энергопредприятия: производственно-техническое единство (технологическая общность и единовременность процесса производства, транспортирования и потребления энергии, инноваций и капитала, технологий); организационное единство (коллектив со своей внутренней структурой и порядком управления), экономическое единство (общность материальных, финансовых и технических ресурсов плюс экономических результатов работы).

Исходя из этого, представляется целесообразной такая организационная структура управления и эксплуатации систем ЦТ в городах, при которой обеспечивается сосредоточение теплоснабжателей и тепловой сети от источников теплоснабжения до потребителей в рамках единой эксплуатирующей организации-предприятия, находящейся в договорных отношениях на покупку тепловой энергии с потребителями энергии. В зависимости от местных условий эта организация может являться владельцем и абонентских установок теплового потребления, что было характерно для многих энергопредприятий ЖКХ в советское время.

Как для обеспечения инвестиционной привлекательности, так и для более гибкой антизагратной внутрифирменной политики требуется достаточно быстрое преобразование предприятий теплоснабжения в акционерные общества. Развитие корпоративных форм организации производства должно совершенно четко дистанцироваться от приватизации, которая недопустима для объектов инженерной инфраструктуры населенных пунктов. Перспективным вариантом является создание городских теплоснабжающих компаний, осуществляющих жизнеобеспечение населения.

В состав акционерного капитала теплоснабжающих предприятий (компаний) могут включаться производственные базы, системы диспетчерского управления, инженеринговые фирмы и т.п.

Акционерное общество (АО) — наиболее распространенная организационная форма крупных предприятий в рыночной экономике, возникшая из необходимости финансирования крупных производственных проектов (например, строительство электростанций,

плотин, железных дорог, тепловых сетей), которое было не под силу частному лицу, иногда даже государству.*

К недостаткам АО относят двойное налогообложение владельцев акций (налог сначала взимается с дохода АО, потом – с дохода акционера); строгая регламентация деятельности не только законодательством, но и уставом корпорации; отстраненность большинства владельцев акций от управления АО.

Акционирование теплоэнергетических предприятий может проходить параллельно с применением концессионных механизмов управления объектами коммунальной энергетики.

Одним из перспективных вариантов является создание городских теплоснабжающих компаний на базе муниципального теплоэнергетического хозяйства и тепловых сетей, принадлежащих АО-энерго. Учитывая, что совершенствование структур управления теплоснабжением должно проводиться с учетом социальной значимости отопления, вентиляции и горячего водоснабжения для населения, контрольный пакет акций должен находиться у органа местного самоуправления (муниципалитета), а взаимодействие теплоснабжающих организаций должно осуществляться под контролем городских энергетических структур (комиссий, департаментов и т.п.) [59].

Поэтому ПТЭ и ПТЭжф как первоочередные нормативные документы должны срочно войти в жизнь и стать новыми настольными руководствами для энергопредприятий и руководителей ЖKK, регионов и местных администраций.

Эксплуатация – период существования тепловой энергоустановки, включая подготовку к использованию (наладка и испытания), использование изделия (изделий) по назначению, техническое обслуживание, ремонт и консервацию.

В организациях, осуществляющих эксплуатацию энергоустановок, должен быть заведен их полный книжный учет.

* По своей сущности АО – это объединение не лиц, а капиталов. Оно имеет уставный фонд, под который выпускаются акции. Их совокупная номинальная стоимость равна величине уставного капитала. Акционер, купивший акцию, с юридической точки зрения собственником вложенного капитала не является, он лишь имеет право получать доход на него в форме дивиденда и участвовать в управлении делами компании. Достоинства АО как формы организации капитала в сравнении с индивидуальным и коллективным предпринимательством в следующем:

- ответственность акционеров по долгам АО ограничена величиной вложенного капитала;
- продажа акций множеству инвесторов позволяет сконцентрировать огромный капитал;
- АО не прекращает своей деятельности в связи со сменой владельцев акций: акции свободно продаются и покупаются на открытом рынке (кроме АО закрытого типа, в которых акции есть не что иное, как пай, предоставляемый преимущественно партнерам).

Книга учета тепловых энергоустановок является единой для организации в целом и по подразделениям, и ведется по следующим разделам, отражающим технологическую структуру СЦТ:

- теплогенерирующие энергоустановки;
- системы транспорта и распределения тепловой энергии;
- теплопотребляющие энергоустановки.

Каждой тепловой энергоустановке собственником присваивается учетный номер, а в графе «Примечание» указываются сведения о смене собственника, реконструкции, утилизации и т.п. Для организации и ведения учета тепловых энергоустановок назначается ответственное лицо и его заместитель. При учете они представляют в органы Госэнергонадзора следующие данные: наименование собственника; тип и число теплогенерирующих энергоустановок; производительность; вид топлива (основное, резервное); число потребителей, общая подключенная нагрузка, сведения о потерях в сооружениях.

К числу регистрационных документов следует отнести также паспорта и технологические схемы тепловой сети, теплового пункта, вентиляционной системы, технологической установки, составляемых их владельцами.

Производственные кадры, требования к персоналу

Эффективность любой деятельности зависит от участвующих в ней людей. Производственные кадры – люди, участвующие в деятельности предприятия, соответствующим образом оформленные и организованные. В соответствии с российским классификатором рабочих, должностей служащих и тарифных разрядов (ОКПДТР) весь производственный персонал делят на: **рабочих** (непосредственно занятые в производстве материальных ценностей люди и люди, занятые обслуживанием производства, оказанием материальных услуг), **руководителей** (работники, занимающие должности руководителей организации и их структурных подразделений), **специалистов** (работники, выполняющие технические, экономические и другие подобные работы: администраторы, бухгалтеры и экономисты) и **других служащих** (работники, осуществляющие подготовку и оформление документации, учет и контроль, хозяйственное обслуживание: делопроизводители, секретари, чертежники, стенографы).

Кроме такой классификации в статистической практике существует разделение персонала по основному и неосновным видам деятельности предприятия (организации). К основному – промышленно-производственному персоналу относят работников всех структурных подразделений, занятых подготовкой, осуществ-

лением и обслуживанием всего цикла изготовления, транспортирования и реализации продукции и услуг, включая административный и технический персонал. Работников структурных подразделений, которые совершенно не связаны с профильной деятельностью предприятия, считают персоналом, занятым в неосновной деятельности (здаяпункты, профилактории, учреждения культуры и ЖКХ при предприятии). В каждой отрасли создается своя организационная и квалификационная структура персонала.

Требования к персоналу. Эксплуатация тепловых энергоустановок осуществляется либо собственным подготовленным теплоэнергетическим персоналом, либо силами привлеченных специализированных организаций. Во всех случаях приказом предприятия из числа управленческого персонала и специалистов назначаются ответственный и его заместитель за исправное состояние и безопасную эксплуатацию тепловых энергоустановок.

Руководитель предприятия своим распоряжением/приказом устанавливает границы ответственности производственных подразделений за эксплуатацию энергоустановок, назначает ответственных должностных лиц структурных подразделений и служб исходя из структуры производства, транспортировки, распределения и потребления тепловой энергии и теплоносителя, определяет должностными инструкциями их обязанности и ответственность.

ПТЭ определяют конкретные требования к персоналу и уровень его подготовки. В соответствии с принятой структурой в организации персонал, эксплуатирующий тепловые энергоустановки, подразделяется на: руководящих работников; руководителей структурного подразделения; управленческий персонал и специалистов; оперативных руководителей, оперативный и оперативно-ремонтный; ремонтный.

К эксплуатации тепловых энергоустановок допускается только подготовленный персонал (имеющий удостоверения о допуске к работам): специалисты должны иметь соответствующее их должности образование, а рабочие — подготовку в объеме требований квалификационных характеристик.

Дежурный персонал — лица, находящиеся на дежурстве в смене и допущенные к управлению и переключению оборудования.

Для всех работников составляются и реализуются программы производственного обучения и вводного-целевого инструктажа и стажировки, проводится периодическая проверка знаний, инструктажи по безопасности труда, контрольные противопоаварийные и противопожарные тренировки.

Для работников из числа оперативного, оперативно-ремонтного персонала, оперативных руководителей организаций должна

осуществляться специальная ежемесячная подготовка с выполнением ежемесячных противозаварийных и контрольных тренировок.

Оперативно-ремонтный персонал — персонал, специально обученный и подготовленный для эксплуатационно-ремонтного обслуживания в утвержденном объеме закрепленного за ним оборудования.

Необходимый уровень квалификации персонала организации определяет его руководитель, что отражается в утвержденных положениях о структурных подразделениях и службах организации и должностных инструкциях работников*.

При потреблении тепловой энергии только для отопления, вентиляции и горячего водоснабжения ответственность за исправное состояние и безопасную эксплуатацию тепловых энергоустановок может быть возложена на работника из числа управленческого персонала и специалистов, не имеющих специального теплоэнергетического образования, но прошедших обучение и проверку знаний в порядке, установленном ПТЭ.

10.2. Порядок и допуск в эксплуатацию новых и реконструированных тепловых энергоустановок

Строительство, монтаж и реконструкция объектов теплоэнергетики выполняются по проектам, утвержденным и согласованным в установленном порядке.

Перед приемкой в эксплуатацию тепловых энергоустановок проводятся приемсдаточные испытания оборудования и пусконаладочные работы отдельных элементов тепловых энергоустановок и системы в целом. В процессе строительства и монтажа зданий и сооружений проводятся промежуточные приемки узлов оборудования и сооружений, в том числе оформление актов скрытых работ в установленном порядке.

Генеральный подрядчик совместно с заказчиком и эксплуатирующей организацией после окончания всех строительных и монтажных работ перед пусконаладочными работами и пробным пуском, проверяют выполнение проектных схем, строительных норм и правил, государственных стандартов (включая стандарты безопасности труда), правил техники безопасности и промышленной санитарии, правил взрыво- и пожарной безопасности, указаний заводов-

* Переход на рыночные методы функционирования требуют повышения образовательного ценза работников всех уровней и категорий. Особо высокие требования предъявляются к руководителям энергопредприятий, так как в их обязанности входит принятие производственно-хозяйственных решений, которые касаются и в итоге определяют не только судьбу предприятия, но и первую очередь жизнь и безопасность населения, получающих услуги этого предприятия.

изготовителей, инструкций по монтажу оборудования и наличия временного допуска к проведению пусконаладочных работ.

Перед пробным пуском подготавливаются также условия для надежной и безопасной эксплуатации объекта: укомплектованность рабочих мест обученным (с проверкой знаний) персоналом; наличие эксплуатационных инструкций, оперативных схем, инструкций по охране труда, пожарной безопасности, технической документации по учету и отчетности; обеспеченность инструментом, средствами защиты, запасными частями, эксплуатационными материалами и топливом. К этому моменту обязательно вводится в действие средства связи, сигнализации и пожаротушения, аварийного освещения и вентиляции, проверяется наличие актов скрытых работ и испытаний, получается разрешение от надзорных органов.

Комплексное опробование объекта проводится заказчиком после предъявления его местному органу Госэнергонадзора для осмотра и получения от него временного разрешения. При комплексном опробовании проверяется совместная работа основных агрегатов и всего вспомогательного оборудования под нагрузкой. Началом его считается момент их включения.

Комплексное опробование оборудования производится только по схемам, предусмотренным проектом, оно считается проведенным при условии нормальной и непрерывной работы основного оборудования в течение 72 ч на основном топливе с номинальной нагрузкой и проектными параметрами теплоносителя. Комплексное опробование тепловых сетей проводится в течение 24 ч.

При комплексном опробовании включаются предусмотренные проектом КИП, блокировки, устройства сигнализации и дистанционного управления, защиты и автоматического регулирования.

По завершении комплексных опробований оборудования производится допуск — оформление и ввод его в постоянную эксплуатацию. Приемка объекта заказчиком от подрядной организации оформляется специальным актом.

Ввод в эксплуатацию — событие, фиксирующее готовность объекта, оборудования к использованию по назначению и документально оформленное в установленном порядке.

Тепловые энергоустановки организаций, принятые в эксплуатацию, находятся в одном из четырех оперативных состояний: работе; резерве; ремонте или консервации.

10.3. Техническое обслуживание, контроль за состоянием, ремонт и консервация тепловых энергоустановок

Эксплуатация теплоэнергетических объектов предусматривает выполнение ряда специфических видов работ, которые подразделяются на: техническое обслуживание и контроль; ремонт; модернизацию и реконструкцию. Техническое обслуживание и ремонт — взаимосвязанные виды работ, выполняются в определенной системе и носят планомерно-предупредительный характер.

В системе технического обслуживания и ремонта выполняются:

- подготовка технического обслуживания и ремонтов;
- вывод оборудования в ремонт;
- оценка технического состояния тепловых энергоустановок

и составление дефектных ведомостей;

- проведение технического обслуживания и ремонта;
- приемка оборудования из ремонта;
- консервация тепловых энергоустановок;
- контроль и отчетность о выполнении технического обслуживания, ремонта и консервации тепловых энергоустановок.

Техническое обслуживание — комплекс операций или операция по поддержанию работоспособности или исправности изделия (установки) при использовании его (ее) по назначению, ожидании, хранении или транспортировании.

Основными видами работ по ремонту тепловых энергоустановок и тепловых сетей являются капитальный и текущий. Объем технического обслуживания и ремонта определяется необходимостью поддержания исправного, работоспособного состояния и периодического восстановления тепловых энергоустановок с учетом их фактического технологического состояния.

Капитальный ремонт — ремонт, выполняемый для восстановления технических и экономических характеристик объекта до значений, близких к проектным, с заменой или восстановлением любых составных частей.

На все виды тепловых энергоустановок необходимо составлять годовые (сезонные и месячные) планы — графики ремонтов. Годовые планы ремонтов утверждает руководитель организации. В планах приводится расчет трудоемкости ремонта, его продолжительности (время простоев в ремонте), потребности в персонале, а также в материалах, комплектующих изделиях и запасных частях, создается расходный и аварийный запас их.

Текущий ремонт — ремонт, выполняемый для поддержания технических и экономических характеристик объекта в заданных пре-

делах с заменой и/или восстановлением отдельных быстроизнашивающихся составных частей и деталей.

Периодичность и продолжительность всех видов ремонта устанавливается нормативно-техническими документами на ремонт данного вида тепловых энергоустановок [1].

Приемка тепловых энергоустановок из капитального ремонта производится рабочей комиссией, назначенной распорядительным документом по организации.

Приемка из текущего ремонта производится лицами, ответственными за ремонт, исправное состояние и безопасную эксплуатацию тепловых энергоустановок.

При приемке оборудования из ремонтов производится оценка качества ремонта, которая включает оценку: качества отремонтированного оборудования; качества выполненных ремонтных работ.

Оценки качества устанавливаются:

— предварительно — по окончании испытаний отдельных элементов тепловой энергоустановки и в целом;

— окончательно — по результатам месячной подконтрольной эксплуатации, в течение которой должна быть закончена проверка работы оборудования на всех режимах, проведены испытания и наладка всех систем.

Работы, выполняемые при капитальном ремонте тепловых энергоустановок, принимаются по акту. К акту приемки прилагаются вся техническая документация по выполненному ремонту (эскизы, акты промежуточных приемок по отдельным узлам и протоколы промежуточных испытаний, исполнительная документация и др.).

Акты приемки из ремонта со всеми документами хранятся постоянно вместе с техническими паспортами установок. Все изменения, выявленные и произведенные во время ремонта, вносятся в технические паспорта установок, схемы и чертежи.

Консервация тепловых энергоустановок в целях предотвращения коррозии металла проводится как при режимных остановках (вывод в резерв на определенный и неопределенный сроки, вывод в текущий и капитальный ремонт, аварийный останов), так и при остановках в продолжительный резерв или ремонт (реконструкцию) на срок не менее шести месяцев.

В каждой организации на основании действующих нормативно-технических документов разрабатываются и утверждаются техническое решение и технологическая схема по проведению консервации, определяющие способы консервации при различных видах остановов и продолжительности простоя, на основании

которых составляются и утверждаются инструкции по консервации и расконсервации и мерам безопасности при проведении этих работ.

Консервация — комплекс мероприятий по обеспечению определенного технической документацией срока хранения или временного бездействия тепловых энергоустановок и сетей (оборудования, запчастей, материалов и др.) путем предохранения от коррозии, механических и других воздействий человека и внешней среды.

При техническом обслуживании в обязательном порядке проводятся операции контрольного характера — осмотр, контроль за соблюдением эксплуатационных инструкций, испытания и оценки технического состояния и некоторые технологические операции восстановительного характера (регулирование и наладка, очистка и смазка, замена вышедших из строя деталей без значительной разборки, устранение мелких дефектов). Важным эксплуатационным требованием является система периодических обходов и осмотров рабочих мест, в том числе и в ночное время, с записью результатов обхода в оперативном журнале. Цели таких проверок, порядок и организацию их определяет руководитель организации.

В эксплуатационных теплоэнергетических предприятиях необходимо организовать постоянный и периодический инструментальный контроль технического состояния тепловых энергоустановок (периодические осмотры, технические освидетельствования).

Техническое состояние в процессе эксплуатации постоянно контролируется эксплуатационным персоналом. Объем и порядок контроля устанавливаются местными должностными и эксплуатационными инструкциями, результаты осмотров оформляются в журнале обходов и осмотров или оперативном журнале.

Периодический инструментальный контроль проводится комиссией с целью: оценки технического состояния оборудования; установления сроков и условий их эксплуатации и определения мер, необходимых для обеспечения расчетного ресурса тепловой энергоустановки; выявления потерь ТЭР; составления тепловых балансов.

10.4. Техническая документация на тепловые энергоустановки, требования безопасности эксплуатации

По времени и месту создания, назначению и использованию техническая документация условно подразделяется на: 1) документацию длительного (постоянного учета) хранения и использования, 2) производственно-технические документы служб, районов, участков, 3) оперативную документацию, по которой организует-

ся технологический процесс энергоснабжения в целом, оперативное управление, контроль и отчетность.

К первой группе документации, формируемой руководством предприятия, следует отнести:

- решение директивного органа (инвестора) о необходимости и начале строительства;
 - генеральный план участка (в масштабе 1:1000—1:2000) с нанесенными зданиями, сооружениями и тепловыми сетями;
 - утвержденная проектно-сметная документация и исполнительные чертежи (пояснительные записки и др.) со всеми последующими изменениями и дополнениями;
 - акты приемки скрытых работ, испытаний и наладки тепловых энергоустановок и тепловых сетей в эксплуатацию;
 - паспорта котельного хозяйства, котловые книги;
 - схемы и акты испытаний технологических трубопроводов, систем горячего водоснабжения, отопления, вентиляции, электроснабжения;
 - акты приемочных комиссий;
 - исполнительные чертежи тепловых энергоустановок и тепловых сетей;
 - технический паспорт тепловой сети;
 - технический паспорт теплового пункта;
 - документы заводов-изготовителей основного и вспомогательного оборудования (технические паспорта, сертификаты и гарантийные характеристики, схемы монтажа и наладки и др.).
- Ко второй группе технической документации, формируемой в производственных службах и подразделениях, следует отнести** организационные документы — должностные инструкции персонала по каждому рабочему месту, инструкции по эксплуатации тепловых энергоустановок (схемы, чертежи, характеристики и описания), производственно-технические документы для ПТО, абонентских служб (тепловых инспекций) и др.

К третьей группе относится оперативная эксплуатационная документация.

В предприятиях устанавливаются и утверждаются перечни технической документации и списки должностей, для которых обязательно знание документов, инструкций, схем, чертежей. Перечни документов пересматриваются не реже одного раза в 3 года.

В должностных инструкциях персоналу по каждому рабочему месту указываются:

- перечень инструкций и другой нормативно-технической документации, схем установок, знание которых обязательно для работника;

- права, обязанности и ответственность работника;
- взаимоотношения работника с вышестоящим, подчиненным и другим связанным по работе персоналом.

В инструкциях по эксплуатации приводятся:

- краткое техническое описание энергоустановки;
- критерии и пределы безопасного состояния и режимов работы;
- порядок подготовки к пуску, пуск, остановки во время эксплуатации и при устранении нарушений в работе;
- порядок технического обслуживания и переключений;
- порядок допуска к осмотру, ремонту и испытаниям;
- требования по безопасности труда, взрыво- и пожаробезопасности, специфические для данной энергоустановки.

Инструкции пересматриваются и переутверждаются не реже одного раза в 2 года.

В оперативной эксплуатационной документации регистрируются в хронологическом порядке (с точностью до минуты) оперативные действия, записи об авариях и инцидентах на оборудовании и мерах по восстановлению нормального режима, сведения о первичных и ежедневных допусках к работам по нарядам и распоряжениям, ведутся журналы и суточные ведомости учета режимных параметров, состояния КИПиА, качества воды, пара, конденсата, учета отпуска энергии, потребленных ТЭР и др.

Обеспечение безопасной эксплуатации тепловых энергоустановок предусматривает проведение и поддержание комплекса мероприятий организационного и технического характера: 1) по предотвращению воздействия на работников опасных и вредных производственных факторов (обеспеченность персонала проверенными и испытанными средствами защиты, приспособлениями и инструментом, соответствующей спецодеждой), организации безопасных и здоровых условий труда на рабочих местах, в производственных помещениях и на территории (освещение, обогрев и вентиляция рабочих мест и др.);

2) по обеспечению пожарной безопасности помещений и оборудования, исходя из особенностей эксплуатации тепловых энергоустановок (устройства, эксплуатация и ремонт тепловых энергоустановок и тепловых сетей должны соответствовать требованиям правил пожарной безопасности, быть оборудованы сетями противопожарного водоснабжения, установками обнаружения и тушения пожара);

3) для предупреждения или ограничения вредного воздействия на окружающую среду выбросов загрязняющих веществ в атмосферу и сбросов в водные объекты, шума, вибраций и иных вред-

ных физических воздействий, а также по сокращению безвозвратных потерь и объемов потребления воды.

Общие нормативы и требования безопасности труда в строительстве и ЖКХ изложены в СНиП 12-03-2001 «Безопасность труда в строительстве. Часть 1. Общие требования» и СНиП 12-04-2002 «Безопасность труда в строительстве. Часть 2. Строительное производство». Конкретные организационные мероприятия, обеспечивающие безопасность работ при эксплуатации теплопотребляющих установок и тепловых сетей, представлены в «Правилах техники безопасности при эксплуатации теплопотребляющих установок и тепловых сетей потребителей», а также в СНиП 21-01-97* «Пожарная безопасность зданий и сооружений» (с изменениями № 1 и 2).

10.5. Эксплуатация тепловых сетей

Предприятия тепловых сетей (ПТС) при эксплуатации систем тепловых сетей должны обеспечить надежность теплоснабжения потребителей, подачу ему теплоносителей (воды и пара) с расходом и параметрами в соответствии с температурным графиком регулирования и перепадом давления на вводе. Эти функции регламентируются в «Типовой инструкции по эксплуатации тепловых сетей» (РД 153-34.0-20.507-98), в предприятиях тепловых сетей коммунальной энергетики — «Типовой инструкцией по технической эксплуатации тепловых сетей систем коммунального теплоснабжения» (утвержденной приказом Госстроя России от 13.12.2000 г. № 285), а в промышленных и сельскохозяйственных предприятиях — соответствующими утвержденными руководством отраслевыми инструкциями по эксплуатации тепловых сетей.

Присоединение новых потребителей к тепловым сетям энергоснабжающей организации допускается только при наличии у источника теплоты резерва мощности и резерва пропускной способности магистральной тепловой сети и оформляется «Техническими условиями на присоединение к тепловым сетям».

После завершения строительно-монтажных работ (при новом строительстве, модернизации, реконструкции), капитального или текущего ремонта с заменой участков трубопроводов трубопроводы тепловых сетей подвергаются испытаниям на прочность и плотность. Трубопроводы, прокладываемые в непроходных каналах или бесканально, подлежат также предварительным испытаниям на прочность и плотность в процессе производства работ до установки сальниковых (сифонных) компенсаторов, секционирующих задвижек, закрывания каналов и засыпки трубопроводов.

Предварительные и приемочные испытания трубопроводов производят водой. При необходимости в отдельных случаях допускается выполнение предварительных испытаний пневматическим способом.

Выполнение пневматических испытаний надземных трубопроводов, а также проложенных в одном канале или в одной траншее с действующими инженерными коммуникациями, не допускается.

Гидравлические испытания трубопроводов водяных тепловых сетей с целью проверки прочности и плотности следует проводить пробным давлением с внесением результатов в паспорт.

Давление пробное — избыточное давление, при котором должно производиться гидравлическое испытание тепловых энергоустановок и сетей на прочность и плотность.

Минимальная величина пробного давления при гидравлическом испытании составляет 1,25 рабочего давления, но не менее 0,2 МПа (2 кгс/см²).

Давление рабочее — максимальное избыточное давление на входе в тепловую энергоустановку или ее элемент, определяемое по рабочему давлению трубопроводов с учетом сопротивления и гидростатического давления.

При проведении гидравлических испытаний на прочность и плотность тепловых сетей следует отключать затлушниками оборудование тепловых сетей (сальниковые, сильфонные компенсаторы и др.), а также участки трубопроводов и присоединенные теплопотребляющие энергоустановки, не задействованные в испытаниях.

В процессе эксплуатации все действующие тепловые сети должны подвергаться испытаниям на прочность и плотность для выявления дефектов не позже, чем через две недели после окончания отопительного сезона.

Испытания на прочность и плотность проводятся в следующем порядке:

- испытываемый участок трубопровода отключить от действующих сетей;
- в самой высокой точке участка испытываемого трубопровода (после наполнения его водой и спуска воздуха) установить пробное давление (контроль по манометру);
- давление в трубопроводе следует повышать плавно;
- скорость подъема давления должна быть указана в нормативно-технической документации (НТД) на трубопровод.

При значительном перепаде геодезических отметок на испытываемом участке значение максимально допустимого давления в его нижней точке согласовывается с проектной организацией для

обеспечения прочности трубопроводов и устойчивости неподвижных опор. В противном случае испытание участка необходимо проводить по частям.

Испытания на прочность и плотность проводятся с соблюдением следующих основных требований: измерение давления при выполнении испытаний следует производить по двум аттестованным пружинным манометрам (один – контрольный) класса не ниже 1,5 с диаметром корпуса не менее 160 мм. Манометр должен выбираться из условия, что измеряемая величина давления находится в пределах 2/3 шкалы прибора; испытательное давление должно быть обеспечено в верхней точке (отметке) трубопроводов; температура воды должна быть не ниже 5 °С и не выше 40 °С; при заполнении водой из трубопроводов должен быть полностью удален воздух; испытательное давление должно быть выдержано не менее 10 мин и затем снижено до рабочего; при рабочем давлении проводится тщательный осмотр трубопроводов по всей их длине.

Результаты испытаний считаются удовлетворительными, если во время их проведения не произошло падения давления и не обнаружены признаки разрыва, течи или запотевания в сварных швах, а также течи в основном металле, в корпусах и сальниках арматуры, во фланцевых соединениях и других элементах трубопроводов. Кроме того, должны отсутствовать признаки сдвига или деформации трубопроводов и неподвижных опор.

О результатах испытаний трубопроводов на прочность и плотность составляется акт установленной формы.

Трубопроводы тепловых сетей до пуска их в эксплуатацию после монтажа, капитального или текущего ремонта с заменой участков трубопроводов **подвергаются очистке:**

паропроводы – продувке со сбросом пара в атмосферу;

водяные сети в закрытых системах ЦТ и конденсатопроводы – гидروпневматической (водой с подачей воздуха от компрессора) промывке;

водяные сети в открытых системах ЦТ и сети горячего водоснабжения – гидропневматической промывке и дезинфекции (в соответствии с инструкциями СанПиН) с последующей повторной промывкой питьевой водой. Повторная промывка после дезинфекции производится до достижения показателей качества воды, соответствующих санитарным нормам на питьевую воду. О проведенной промывке (продувке) трубопроводов необходимо составить акт.

Программа пуска и испытаний. Заполнение трубопроводов тепловых сетей, их промывка, дезинфекция, включение циркуляции, продувка, прогрев паропроводов и другие операции по пуску во-

дных и паровых сетей, а также любые испытания тепловых сетей или их отдельных элементов и конструкций, выполняются по программе, утвержденной техническим руководителем ПТС и согласованной с источником теплоты, а при необходимости — с природоохранными органами.

Пуск водяных тепловых сетей состоит из следующих операций:
заполнения трубопроводов сетевой водой;
установления циркуляции;
проверки плотности сети;
включения потребителей и пусковой регулировки сети.

Заполнение трубопроводов теплосети производится водой сетевого качества температурой не выше 70 °С при отключенных системах теплопотребления. Оно производится водой давлением, не превышающим статического давления заполняемой части тепловой сети более чем на 0,2 МПа (2 кгс/см²). Во избежание гидравлических ударов и для лучшего удаления воздуха из трубопроводов максимальный часовой расход воды $G_{\text{в}}$ при заполнении трубопроводов теплосети с условным диаметром D_y не должен превышать величин, приведенных в таблице 10.1.

Таблица 10.1

Допустимые расходы подпиточной воды при заполнении трубопроводов теплосети

D_y , мм	100	150	250	300	350	400	450	500	600	700	800	900	1000	1100	1200
$G_{\text{в}}$, м ³ /ч	10	15	25	35	50	65	85	100	150	200	250	300	350	400	500

Заполнение распределительных сетей следует производить после заполнения водой магистральных трубопроводов, а ответвлений к потребителям и местных систем — после заполнения распределительных сетей, тепловых пунктов и установления циркуляции в них.

В период пуска необходимо вести наблюдения за наполнением и прогревом трубопроводов, состоянием запорной арматуры, сильфонных компенсаторов, дренажных устройств.

П р и м е ч а н и е. Последовательность и скорость проведения пусковых операций осуществляются так, чтобы исключить возможность значительных тепловых деформаций трубопроводов.

В программе по пуску тепловых сетей учитываются особенности пуска водяной тепловой сети при отрицательных температурах наружного воздуха (после длительного аварийного останова, капитального ремонта или при пуске вновь построенных сетей).

Подогрев сетевой воды при установлении циркуляции на теплоисточниках следует производить со скоростью не более 30 °С в час.

В случае повреждения пусковых трубопроводов или связанного с ними оборудования принимаются меры к ликвидации этих повреждений.

При отсутствии приборов измерения расхода теплоносителя пусковая регулировка производится по температуре в обратных трубопроводах (до выравнивания температуры от всех подключенных к сети потребителей).

Пуск паровых сетей состоит из следующих операций:

- прогрева и продувки паропроводов;
- заполнения и промывки конденсатопроводов;
- подключения потребителей.

Перед началом прогрева все задвижки на ответвлениях от прогреваемого участка плотно закрываются. Вначале прогревается магистраль, а затем поочередно ее ответвления. Небольшие мало-разветвленные паропроводы можно прогревать одновременно по всей сети.

При возникновении гидравлических ударов подача пара немедленно сокращается, а при частых и сильных ударах — полностью прекращается впредь до полного удаления из прогреваемого участка скопившегося в нем конденсата. Скорость прогрева паропровода регулируется по признакам появления легких гидравлических ударов (щелчков).

При проведении прогрева необходимо регулировать его скорость, не допуская при этом сползания паропровода с подвижных опор.

Текущая эксплуатация тепловых сетей. При текущей эксплуатации тепловых сетей необходимо:

- поддерживать в исправном состоянии все оборудование, строительные и другие конструкции тепловых сетей, проводя своевременно их осмотр и ремонт;
- наблюдать за работой компенсаторов, опор, арматуры, дренажей, воздушников, контрольно-измерительных приборов и других элементов оборудования, своевременно устраняя выявленные дефекты и неплотности;
- выявлять и восстанавливать разрушенную тепловую изоляцию и антикоррозионное покрытие;
- удалять скапливающуюся в каналах и камерах воду и предотвращать попадание туда грунтовых и верховых вод;
- отключать неработающие участки сети;
- своевременно удалять воздух из теплопроводов через воздушники, не допускать присоса воздуха в тепловые сети, поддер-

живая постоянно необходимое избыточное давление во всех точках сети и системах теплопотребления;

- поддерживать чистоту в камерах и проходных каналах, не допускать пребывания в них посторонних лиц;

- принимать меры к предупреждению, локализации и ликвидации аварий и инцидентов в работе тепловой сети;

- осуществлять контроль за коррозией.

Инцидент — отказ или повреждение оборудования и(или) трубопроводов тепловых сетей, отклонения от гидравлического и(или) теплового режимов, нарушение требований федеральных законов и иных правовых актов Российской Федерации, а также нормативных технических документов, устанавливающих правила ведения работ на опасном производственном объекте.

Контроль состояния тепловых сетей и тепловой изоляции, режимов их работы производится путем регулярного, по графику, обхода теплопроводов и тепловых пунктов, осуществляемых как слесарями-обходчиками, так и мастерами.

Частота обходов устанавливается в зависимости от типа оборудования и его состояния, но не реже 1 раза в неделю в течение отопительного сезона и одного раза в месяц в межотопительный период. Тепловые камеры необходимо осматривать не реже одного раза в месяц; камеры с дренажными насосами — не реже двух раз в неделю. Проверка работоспособности дренажных насосов и автоматики их включения обязательна при каждом обходе. Результаты осмотра заносятся в журнал дефектов тепловых сетей.

Дефекты, угрожающие аварией и инцидентом, устраняются немедленно. Сведения о дефектах, которые не представляют опасности с точки зрения надежности эксплуатации тепловой сети, но которые нельзя устранить без отключения трубопроводов, заносятся в журнал обхода и осмотра тепловых сетей, а для ликвидации этих дефектов при ближайшем отключении трубопроводов или при ремонте — в журнал текущих ремонтов. Контроль может осуществляться дистанционными методами (например, в бесканальных прокладках с системой оперативно-дистанционного контроля — СОДК).

Для контроля гидравлического и температурного режимов тепловых сетей и теплопотребляющих установок необходимо при плановых обходах проверять давление и температуру в узловых точках сети по манометрам и термометрам с записью результатов в журнале обходов.

При эксплуатации тепловых сетей важной задачей является контроль за утечками теплоносителя из трубопроводов и систем

теплопотребления. Она не должна превышать норму, которая составляет 0,25 % среднегодового объема воды в тепловой сети и присоединенных к ней системах теплопотребления в час, независимо от схемы их присоединения, за исключением систем ГВС, присоединенных через водоподогреватель.

Для контроля за плотностью оборудования источников теплоты, тепловых сетей и систем теплопотребления допускается в установленном порядке использование окрашивающих индикаторов утечки, разрешенных к применению в системах теплоснабжения [15].

На каждом узле подпитки тепловых сетей определяется расход подпиточной воды, соответствующий нормативной утечке, и обеспечивается приборный учет фактического расхода подпиточной воды. При превышающей установленные нормативы утечки теплоносителя принимаются меры к обнаружению мест утечек и их устранению (подробно см. раздел 10.15).

Тепловые испытания. Помимо испытаний на прочность и плотность в организациях, эксплуатирующих тепловые сети, один раз в пять лет проводится целевые испытания тепловых сетей: 1) на максимальную температуру теплоносителя; 2) на наличие потенциалов блуждающих токов; 3) с целью определения тепловых и гидравлических потерь. В сложившейся практике последние проводятся методом «тепловой волны», предложенным А. В. Хлудовым в предвоенные годы, с использованием новейших приборных средств контроля и измерений (инфракрасные термометры, электромагнитные и ультразвуковые расколомеры и др.). Все испытания тепловых сетей выполняются раздельно друг от друга в соответствии с действующими методическими указаниями, с предварительным уведомлением абонентов.

Шурфовки (раскопки и вскрытие) тепловых сетей являются одним из важных элементов их эксплуатации. Они проводятся для контроля за состоянием подземных теплопроводов, теплоизоляционных и строительных конструкций и подразделяются на плановые и аварийные.

Плановые шурфовки проводятся по ежегодно утвержденному руководством ПТС плану, число их устанавливается в зависимости от протяженности сети, способов прокладки и теплоизоляционных конструкций, количества ранее выявленных коррозионных повреждений, результатов испытаний на наличие потенциала блуждающих токов. На 1 км трассы предусматривается не менее одного шурфа. На новых участках сети они проводятся начиная с третьего года эксплуатации [1].

При наличии заметных следов коррозии вскрытых трубопроводов (размер шурфа по низу 1,5×1,5 м при бесканальных проклад-

ках, или в пределах снятой плиты перекрытия при канальной) необходимо зачистить поверхность трубы и произвести замер толщины стенки трубопровода с помощью ультразвукового толщинометра или дефектоскопа. При выявлении утонения стенки на 10 % и более проектного (первоначального) значения необходимо произвести повторный контроль в ремонтную компанию следующего года. Участки с утонением стенки трубопровода на 20 % и более подлежат замене.

Аварийные шурфы осуществляются в предварительно установленных (выявленных) местах повреждения трубопроводов теплосети для выявления и устранения причин и последствий их. Установленные места аварийных повреждений должны быть немедленно огорожены, выставлены дежурные во избежание гибели посторонних людей, которые часто в таких случаях происходят.

Подземные конструкции тепловых сетей после каждого осмотра или аварийного вскрытия должны быть полностью восстановлены с составлением акта на выполненные работы и мероприятия. Закрывать шурфы без восстановления строительной-изоляционной конструкции запрещается.

Как правило, городские тепловые сети оснащаются устройствами электрохимической защиты трубопроводов от наружной коррозии — катодными и дренажными установками. Однажды включенные, они постоянно содержатся в состоянии полной работоспособности, профилактическое обслуживание и планово-предупредительный ремонт их осуществляется персоналом ЛТЭС в установленные планы сроки, а эффективность действия проверяется два раза в год и актируется.

Контроль за внутренней коррозией трубопроводов теплосети и конденсатопроводов осуществляется химлабораторией путем систематических анализов сетевой воды и конденсата, а также по индикаторам внутренней коррозии, установленным в наиболее характерных точках тепловых сетей (на выводах от источника теплоты, на конечных участках, в нескольких промежуточных узлах). Проверка индикаторов внутренней коррозии осуществляется в ремонтный период.

Баки-аккумуляторы горячей воды и конденсата — (БАГВ). В технологических схемах систем СЦТ широко используются баки-аккумуляторы горячей и холодной воды, баки для сбора и хранения конденсата. БАГВ изготавливаются по специально разработанным проектам.

Бак-аккумулятор горячей воды — емкость, предназначенная для хранения горячей воды в целях выравнивания суточного графика расхода воды в системах теплоснабжения, а также для создания и хранения запаса подпиточной воды на источниках теплоты.

Выполняя заданные технологические функции, они вместе с тем представляют значительную опасность для обслуживающего персонала и близко расположенных строений и жилых домов. Известны случаи аварийных разрывов БАГВ с человеческими жертвами и тяжелыми материальными потерями (на крупной районной теплостанции с открытым водоразбором погибло одновременно более 20 чел. персонала). Поэтому на всех новых и эксплуатируемых баках-аккумуляторах устанавливаются наружные усиливающие конструкции для предотвращения разрушения баков, производится обвалование мест размещения баков, установка сплошных железобетонных заборов, разрабатываются специальные меры защиты металла БАГВ от коррозии и разрушения (100%-ный контроль неразрушающим методом заводских и монтажных швов, применение специальных сталей, защитных покрытий стенок, специальных герметиков и др.).

В ПТС, имеющих в технологических схемах БАГВ, разрабатываются регламенты по безопасной эксплуатации, содержанию и ремонту таких устройств.

10.6. Эксплуатация тепловых пунктов (ТП, ЦТП)

Основными задачами эксплуатации ТП и ЦТП являются:

- обеспечение требуемого расхода теплоносителя для каждого теплового пункта при соответствующих параметрах;
- снижение тепловых потерь и утечек теплоносителя;
- обеспечение надежной и экономичной работы всего оборудования ТП.

При эксплуатации ТП в системах теплоснабжения осуществляется:

- включение и отключение систем теплоснабжения, подключенных на ТП;
- контроль за работой оборудования;
- обеспечение требуемых режимными картами расходов пара и сетевой воды;
- обеспечение требуемых инструкциями по эксплуатации и режимными картами параметров пара и сетевой воды, поступающих на теплопотребляющие энергоустановки, конденсата и обратной сетевой воды, возвращаемых ими в тепловую сеть;
- регулирование отпуска тепловой энергии на отопительно-вентиляционные нужды в зависимости от метеословесных, а также на нужды ГВС в соответствии с санитарными и технологическими нормами;
- снижение удельных расходов сетевой воды и утечек ее из системы, сокращение технологических потерь тепловой энергии;

- обеспечение надежной и экономичной работы всего оборудования ТП;
- поддержание в работоспособном состоянии средств контроля, учета и регулирования.

Эксплуатация ЦТП осуществляется оперативным или оперативно-ремонтным персоналом. В таблице 10.2 представлены трудозатраты на обслуживание и текущий ремонт оборудования самых массовых объектов СЦТ – тепловых пунктов.

Таблица 10.2

Трудозатраты на обслуживание и текущий ремонт оборудования тепловых пунктов

Элементы оборудования тепловых пунктов	Межремонтный ресурс, лет	Срок службы до списания, лет	Периодичность обслуживания, сут.	Трудозатраты на обслуживании		Трудозатраты на ремонт, чел./дней в год
				за 1 раз, чел/мин	за сезон/год, чел./дней	
Трубопроводы	30	30	–	–	–	–
Задвижки чугунные фланцевые (d = 50 – 150 мм)	1	10	10	5	0,22/0,35	0,5
Задвижки стальные фланцевые (d = 50 – 150 мм)	3	30	10	5	0,22/0,35	0,33
Вентили муфтовые (d = 15 – 25)	1	5	10	2,5	0,1/0,18	0,1
Элеваторы стальные	30	30	10	5	0,22	–
Центробежные насосы:						
тип ЦНШ	1	10	0,33	5	6,5/10,6	5
тип К	1	10	0,33	10	13,0/21,2	10
Бесфундаментный насос повышенного качества	1	10	1	5	2,2/3,5	5
Обратные клапаны фланцевые чугунные	1	5	10	5	0,22/0,35	0,5
Подогреватели секционные с латунными трубками, 4 м:						
секции (d = 100 – 200 мм)	1	15	10	2,5	0,1/0,18	3
секции (d = 250 – 300 мм)	1	15	10	5	0,2/0,36	5
Расходомеры и водомеры	1	3	1	5	3,5	1
Регулятор расхода прямого действия типа РР (d = 50 – 100 мм)	1	10	1	15	6,6/10,6	3

Элементы оборудования тепловых пунктов	Межремонтный ресурс, лет	Срок службы до списания, лет	Периодичность обслуживания, сут.	Трудозатраты на обслуживание		Трудозатраты на ремонт, чел./дней в год
				за 1 раз, чел./мин	за сезон/год, чел./дней	
Термореле типа ТРБ для подогревателей горячего водоснабжения	1	2	1	5	3,5	-
Регулятор ТРЖ и ТРД	1	10	1	25	10,6	3
Манометр технический	1	3	1	0,5	0,22/0,35	0,1
Термометр технический	1	2	1	0,5	0,22/0,35	-
Грязевик	1	30	10	5	0,35	1,0
Проверка и подрегулировка расхода воды теплового пункта:						
индивидуальный с горячим водоснабжением	-	-	1	15	10,6	-
центральный	-	-	1	20	14,2	-
индивидуальный после ЦТП	-	-	10	5	0,23	-
Переход от одного теплового пункта до другого	-	-	-	10	-	-

Необходимость дежурства персонала на ТП и его продолжительность устанавливаются руководством организации в зависимости от местных условий.

Периодически, не реже 1 раза в неделю ЦТП и ТП осматриваются управленческим персоналом и специалистами организации. Результаты осмотра отражаются в оперативном журнале.

Эксплуатация ТП, находящихся на балансе потребителя тепловой энергии, осуществляется его персоналом. Энергоснабжающая организация осуществляет контроль за соблюдением потребителем режимов теплоснабжения и состоянием учета энергоносителей.

В случае возникновения аварийной ситуации потребитель тепловой энергии извещает диспетчера или администрацию эксплуатационного предприятия для принятия срочных мер по локализации аварии и до прибытия персонала эксплуатационного предприятия ограждает место аварии и устанавливает посты дежурных.

Авария — повреждение трубопровода тепловой сети, если в период отопительного сезона это привело к перерыву теплоснабжения объектов жилищно-культурного назначения на срок 36 ч и более.

Включение и выключение ТП, систем теплоснабжения и установление расхода теплоносителя производится персоналом потребителей тепловой энергии с разрешения диспетчера и под контролем персонала энергоснабжающей организации.

Испытания оборудования установок и систем теплоснабжения на плотность и прочность должны производиться после их промывки персоналом потребителя с обязательным присутствием представителя энергоснабжающей организации. Результаты проверки оформляются актом.

Опробование работы систем отопления производится после получения положительных результатов испытания систем на плотность и прочность.

Опробование систем отопления в обвод элеваторов или с соплом большего диаметра, а также при завышенном расходе теплоносителя не допускается.

Давление теплоносителя в обратном трубопроводе должно быть на 0,05 МПа (0,5 кгс/см²) больше статического давления системы теплоснабжения, присоединенной к тепловой сети по зависимой схеме.

Повышение давления теплоносителя сверх допустимого и снижение его менее статического даже кратковременное при отключении и включении в работу систем теплоснабжения, подключения к тепловой сети по зависимой схеме, не допускается. Отключение системы следует производить поочередным закрытием задвижек, начиная с подающего трубопровода, а включение — отключением, начиная с обратного.

Включение ТП и систем пароснабжения осуществляется открытием пусковых дренажей, прогревом трубопровода пара, оборудования теплового пункта и систем пароснабжения. Скорость прогрева зависит от условий дренажа скапливающегося конденсата, но не выше 30 °С/ч.

Распределение пара по отдельным теплоприемникам осуществляется настройкой регуляторов давления пара, а у потребителей с постоянным расходом пара — установкой дроссельных диафрагм соответствующих диаметров.

10.7. Эксплуатация систем отопления, вентиляции и горячего водоснабжения

Эксплуатация этих систем должна обеспечить соблюдение нормативных температурно-влажностных параметров воздушной среды у потребителей, проектный воздухообмен в помещениях, бесперебойное горячее водоснабжение установленного качества [39].

Общие виды работ для них: промывка систем проводится после окончания отопительного периода, а также после монтажа, капитального ремонта, текущего ремонта с заменой труб (в открытых системах до ввода в эксплуатацию системы должны быть также подвергнуты дезинфекции).

Системы промываются водой в количествах, превышающих расчетный расход теплоносителя в 3–5 раз, ежегодно после отопительного периода, при этом достигается полное осветление воды. При проведении гидропневматической промывки расход водовоздушной смеси не должен превышать 3–5-кратного расчетного расхода теплоносителя [18].

Для защиты от внутренней коррозии системы должны быть постоянно заполнены деаэрированной водой, химически очищенной водой или конденсатом.

Испытания на прочность и плотность оборудования систем проводятся ежегодно после окончания отопительного сезона для выявления дефектов, а также перед началом отопительного периода после окончания ремонта.

Испытания на прочность и плотность водяных систем проводится пробным давлением, но не ниже:

- элеваторные узлы, водоподогреватели систем отопления, горячего водоснабжения – 1 МПа (10 кгс/см²);

- систем отопления с чугунными отопительными приборами, стальными штампованными радиаторами – 0,6 МПа (6 кгс/см²), а систем панельного и конвекторного отопления – давлением 1 МПа (10 кгс/см²);

- системы ГВС – давлением, равным рабочему в системе, плюс 0,5 МПа (5 кгс/см²), но не более 1 МПа (10 кгс/см²);

- для калориферов систем отопления и вентиляции – в зависимости от рабочего давления, устанавливаемого техническими условиями завода-изготовителя.

Паровые системы теплоснабжения испытываются пробным давлением, величину которого выбирает предприятие-изготовитель (проектная организация) в пределах между минимальными и максимальными значениями:

- минимальная величина пробного давления при гидравлическом испытании должна составлять 1,25 рабочего давления, но не менее 0,2 МПа (2 кгс/см²);

- максимальная величина пробного давления устанавливается расчетом на прочность по нормативной документации, согласованной с Госгортехнадзором России;

- испытания на прочность и плотность узла управления и системы теплоснабжения производится при положительных

температурах наружного воздуха. При минусовых температурах они возможны лишь в исключительных случаях, температура внутри помещения должна быть при этом не ниже +5 °С.

Испытания на прочность и плотность систем проводятся отдельно, в следующем порядке:

- система теплоснабжения заполняется водой с температурой не выше 45 °С, полностью удаляется воздух через воздушники в верхних точках;

- давление доводится до рабочего и поддерживается в течение времени, необходимого для тщательного осмотра всех сварных и фланцевых соединений, арматуры, оборудования и т.п., но не менее 10 мин;

- давление доводится до пробного, если в течение 10 мин не выявляются какие-либо дефекты (для пластмассовых труб время подъема давления до пробного должно быть не менее 30 мин).

При этих испытаниях применяют пружинные манометры класса точности не ниже 1,5, с диаметром корпуса не менее 160 мм, шкалой на номинальное давление $\frac{3}{4}$ измеряемого, ценой деления 0,01 МПа (0,1 кгс/см²), прошедшие проверку и опломбирование госиспытателем.

Системы считаются выдержавшими испытания, если во время их проведения:

- не обнаружены «потения» сварных швов или течи из нагревательных приборов, трубопроводов, арматуры и прочего оборудования;

- при испытаниях на прочность и плотность водяных и паровых систем теплоснабжения в течение 5 мин падение давления не превысило 0,01 МПа (0,1 кгс/см²);

- при испытаниях на прочность и плотность систем ГВС падение давления в течение 10 мин не превысило 0,05 МПа (0,5 кгс/см²); пластмассовых трубопроводов; при падении давления не более чем на 0,06 МПа (0,6 кгс/см²) в течение 30 мин и при дальнейшем падении в течение 2 ч не более чем на 0,02 МПа (0,2 кгс/см²).

Результаты проверок оформляются актом испытаний на прочность и плотность.

Выявленные в процессе эксплуатации утечки и неисправности устраняются немедленно, или в зависимости от характера неисправности, в период текущего или капитального ремонта.

Текущий ремонт систем теплоснабжения производится не реже 1 раза в год, как правило, в летний период, и заканчиваются не позднее, чем за 15 дней до начала отопительного сезона.

Ремонт вентиляционных установок, связанных с технологическим процессом, производится, как правило, одновременно с ремонтом технологического оборудования.

В зимний период при отрицательных температурах наружного воздуха, в случае прекращения циркуляции воды в системах, для предотвращения замораживания системы полностью дренируются. Оно производится по письменному распоряжению технического руководителя в соответствии с эксплуатационной инструкцией, составленной применительно к местным условиям.

При эксплуатации систем отопления обеспечивается:

- равномерный прогрев всех отопительных приборов;
- залив верхних точек системы;
- непревышение допустимого для отопительных приборов давления воды в системе;
- поддержание расчетного коэффициента смешения на элеваторном узле или насосном смесительном устройстве;
- полная конденсация пара, поступающего в нагревательные приборы, исключение его пролета;
- возврат конденсата из системы.

Для достижения этих целей требуется выполнение (соблюдение) ряда эксплуатационных требований (условий):

— давление в обратном трубопроводе для водяной системы теплоснабжения устанавливается выше статического не менее чем на 0,05 МПа (0,5 кгс/см²), но не превышающим максимально допустимого давления для наименее прочного элемента системы;

— в водяных системах теплоснабжения при температуре теплоносителя выше 100 °С давление в верхних точках системы должно быть выше расчетного не менее чем на 0,05 МПа (0,5 кгс/см²) для предотвращения вскипания воды при расчетной температуре теплоносителя;

— заполнение и подпитку независимых систем водяного отопления производить умягченной деаэрированной водой из тепловых сетей (скорость и порядок заполнения согласовывается с энергоснабжающей организацией);

— максимальная температура поверхности отопительных приборов должна соответствовать назначению отапливаемого помещения и установленным санитарным нормам и правилам.

В процессе эксплуатации отопительных систем персоналу следует выполнять следующие виды работ:

— осматривать элементы систем, скрытых от постоянного наблюдения (разводящих трубопроводов на чердаках, в подвалах и каналах), не реже 1 раза в месяц;

- осматривать наиболее ответственные элементы системы (насосы, запорную арматуру, КИПиА) не реже 1 раза в неделю;
- удалять периодически воздух из системы отопления согласно инструкции по эксплуатации;
- очищать наружную поверхность нагревательных приборов от пыли и грязи не реже 1 раза в неделю;
- промывать фильтры и грязевики. Сроки промывки грязевиков устанавливаются в зависимости от степени загрязнения, которая определяется по разности показаний манометров до и после грязевика.

Эксплуатация систем вентиляции, воздушного отопления, кондиционирования

Перед приемкой в эксплуатацию после монтажа, реконструкции, а также в процессе эксплуатации при ухудшении микроклимата, но не реже 1 раза в 2 года системы воздушного отопления и приточной вентиляции подвергаются испытаниям на эффективность работы установок и соответствие их паспортным и проектным данным.

В процессе испытаний определяются: производительность, полный и статический напор вентиляторов; частота вращения вентиляторов и электродвигателей; установленная мощность и фактическая нагрузка электродвигателей; распределение объемов воздуха и напоры по отдельным ответвлениям воздухопроводов, а также в конечных точках всех участков; температура и относительная влажность приточного и удаляемого воздуха; производительность калориферов по теплоте; температура обратной сетевой воды после калориферов при расчетном расходе и температуре сетевой воды в подающем трубопроводе, соответствующей температурному графику; гидравлическое сопротивление калориферов при расчетном расходе теплоносителя; температура и влажность воздуха до и после увлажнительных камер; коэффициент улавливания пыли фильтров; наличие подсоса или утечки воздуха в отдельных элементах установки (воздуховодах, фланцах, камерах, фильтрах и т.п.).

Испытания производятся при расчетной нагрузке по воздуху при температурах теплоносителя, соответствующих наружной температуре.

В процессе эксплуатации агрегатов воздушного отопления, систем приточной вентиляции персоналу следует выполнять следующие виды работ:

- осматривать оборудование систем, приборы автоматического регулирования, КИПиА, арматуру, конденсатоотводчики не реже 1 раза в неделю;

— проверять исправность КИПиА, приборов автоматического регулирования по графику;

— вести ежедневный контроль за температурой, давлением теплоносителя, воздуха до и после калорифера, температурой воздуха внутри помещений в контрольных точках с записью в оперативном журнале;

— проверять исправность запорно-регулирующей арматуры, замену прокладок фланцевых соединений;

— производить замену масла в масляном фильтре, очистку фильтрующего материала или его замену, при увеличении сопротивления до рекомендуемого в инструкции верхнего уровня;

— производить очистку калорифера пневматическим способом (сжатым воздухом), а при слежавшейся пыли — гидропневматическим способом или продувкой паром (периодичность продувки должна быть определена в инструкции по эксплуатации). Очистка перед отопительным сезоном обязательна.

Очистка внутренних частей воздухопроводов осуществляется не реже двух раз в год, если по условиям эксплуатации не требуется более частая их очистка.

Защитные сетки на жалюзи забора наружного воздуха перед вентиляторами очищаются от пыли не реже 1 раза в квартал.

При эксплуатации систем ГВС необходимо:

— обеспечить качество горячей воды, подаваемой на хозяйственно-питьевые нужды, в соответствии с установленными требованиями государственного стандарта;

— поддерживать температуру горячей воды в местах водоразбора для систем централизованного водоснабжения: не ниже 60 °С — в открытых системах теплоснабжения, не ниже 50 °С — в закрытых системах теплоснабжения, и не выше 75 °С — для обеих систем;

— обеспечить расход горячей воды в соответствии с установленными нормами;

— не допускать разбора сетевой воды из закрытых систем ЦТ.

В процессе эксплуатации систем ГВС персоналу является:

— следить за исправностью оборудования, трубопроводов, арматуры, КИПиА, устранять неисправности и утечки воды;

— вести контроль за параметрами теплоносителя и его качеством в системе ГВС;

— поддерживать в режиме эксплуатации давление в системе выше статического не менее чем на 0,05 МПа (0,5 кгс/см²), заполненность трубопроводов и водоподогревателей водой.

10.8. Эксплуатация технологических энергоустановок промышленности и сельскохозяйственного производства

К технологическим установкам промышленных и сельскохозяйственных предприятий, наиболее часто встречающимся на практике, следует отнести теплообменные аппараты, сушильные и выпарные установки, ректификационные (перегонные) установки, устройства для термовлажностной обработки (пропарки) железобетонных изделий, паровые молоты и паровые насосы и др.

Технические требования к устройству и безопасной эксплуатации их устанавливают проектные и наладочные организации в соответствии с нормативными документами Госстроя России, Госгортехнадзора России, отраслевых министерств и ведомств, указаниями заводов-изготовителей или поставщиков зарубежной продукции и др.

На основании этих материалов промышленные и сельскохозяйственные предприятия разрабатывают соответствующие регламенты по эксплуатации, ремонту и содержанию.

ПТЭ регулирует также основные требования к их устройству, эксплуатации, оперативно-диспетчерскому управлению, порядку расследования технологических нарушений и аварий.

10.9. Приемка подготовленных к зиме тепловых энергоустановок, документы и журналы контроля

Приемка подготовленных к работе котельных должна производиться с оформлением акта, утверждаемого руководителем теплоснабжающей организации, на балансе которой находится котельная.

Приемка подготовленных к работе тепловых сетей должна производиться с оформлением акта, утверждаемого руководителем теплоснабжающего предприятия, на балансе которого находятся сети.

Приемка подготовленных систем теплопотребления, тепловых сетей и тепловых пунктов потребителей должна быть оформлена двухсторонними актами с участием представителей теплоснабжающей организации и потребителя.

Допускается оформление промежуточных актов готовности к зиме отдельно на центральные тепловые пункты (ЦТП), квартальные тепловые сети и системы теплопотребления.

Решение о выдаче паспортов готовности к эксплуатации в осенне-зимний период жилищно-коммунальных объектов принимается после проверки объектов комиссиями, назначенными местными органами самоуправления [40].

Подготовленные к эксплуатации системы теплоснабжения до начала отопительного периода должны быть заполнены химически очищенной деаэрированной водой.

Заполнение систем теплоснабжения должно производиться по графикам, разрабатываемым теплоснабжающими организациями совместно с потребителями.

Потребители должны получить разрешение на заполнение систем в теплоснабжающей организации с установлением срока заполнения и оповестить ее об окончании заполнения.

В целях создания оптимальных условий для выпуска воздуха, а также для сокращения времени заполнения систем теплоснабжения, график их заполнения должен быть составлен, исходя из условия круглосуточной работы всех организаций, связанных с заполнением, с обязательным учетом производительности установок химической очистки и деаэрации подпиточной воды на источниках теплоснабжения.

В обязанности потребителя входит заполнение систем в отведенное для него время. В случае обнаружения неплотностей в системе заполнение необходимо немедленно прекратить, сообщить об этом теплоснабжающей организации и принять необходимые меры по уплотнению системы. Повторное заполнение системы может быть произведено только с разрешения теплоснабжающей организации.

Теплоснабжающая организация должна осуществлять контроль за ходом заполнения систем теплоснабжения и производить регистрацию их заполнения на основании сообщений потребителей и координацию действий различных организаций по заполнению систем теплоснабжения.

Пробные топки. В целях проверки готовности систем отопления зданий и системы теплоснабжения в целом к работе в отопительном периоде, перед его началом должны быть проведены пробные топки.

Пробные топки должны проводиться после окончания работ по подготовке системы теплоснабжения к работе в осенне-зимних условиях [40].

Начало и продолжительность пробных топок должны быть определены теплоснабжающей организацией по согласованию с органом местного самоуправления и доведены до сведения потребителей не позднее чем за трое суток до начала пробной топки.

Пробные топки должны осуществляться при температуре теплоносителя, обеспечивающей покрытие нагрузки горячего водоснабжения потребителей.

При проведении пробных топок должно быть проверено качество работы системы теплопотребления путем проверки прогрева разводящих трубопроводов в подвальных и чердачных помещениях, стоек системы отопления, а также всех нагревательных приборов в квартирах и помещениях зданий. Расход теплоносителя в системе отопления при пробных топках не должен превышать расчетного. Результаты проверки должны быть оформлены актом по каждому потребителю.

Указанные в акте недостатки должны быть устранены в установленные сроки, а результаты устранения проверены теплоснабжающей организацией.

В процессе проведения пробных топок потребителями и теплоснабжающей организацией должна быть осуществлена проверка состояния оборудования в соответствии с его принадлежностью.

Потребители должны обеспечить представителям теплоснабжающей организации возможность круглосуточного контроля за работой систем отопления всех зданий.

Порядок включения-отключения систем и начало отопительного периода. Включение систем отопления потребителей должно осуществляться по графику, составленному теплоснабжающей организацией и утвержденному органом местного самоуправления. Суммарное время, необходимое для начала подачи теплоты всем подготовленным потребителям, не должно превышать пяти суток.

Отопительный период должен быть начат, если в течение пяти суток средняя суточная температура наружного воздуха составляет $+8^{\circ}\text{C}$ и ниже, и должен быть закончен, если в течение пяти суток средняя суточная температура наружного воздуха составляет $+8^{\circ}\text{C}$ и выше. Конкретные сроки начала и окончания отопительного периода устанавливаются органом местного самоуправления.

В первую очередь следует включать системы отопления детских и лечебных учреждений; во вторую очередь должны быть включены системы отопления жилых зданий, затем учебных заведений, зрелищных предприятий и прочих административных зданий; в последнюю очередь — промышленных предприятий, складов, гаражей и т.п.

Отключение систем отопления зданий различного назначения по окончании отопительного периода должно производиться в обратной последовательности. В отдельных случаях системы отопления детских и лечебных учреждений могут быть включены (отключены) по распоряжению органа местного самоуправления раньше (позже) начала (конца) отопительного периода.

После выхода источника теплоснабжения на расчетный режим теплоснабжающая организация совместно с потребителями должна осуществлять контроль за работой тепловых пунктов. Контроль заключается в определении соответствия фактического расхода сетевой воды требуемому.

При отклонении фактического расхода сетевой воды от требуемого более чем на 10 % должна быть осуществлена корректировка диаметров отверстий сопел элеваторов и дроссельных диафрагм, а также настройка автоматических регуляторов.

Самовольное увеличение расхода сетевой воды потребителями не должно допускаться.

10.10. Разработка режимов теплоснабжения и теплопотребления в условиях дефицита тепловых ресурсов (тепловой мощности источников теплоты и пропускной способности теплосети)

Потребители теплоты по надежности теплоснабжения делятся на три категории:

первая категория – потребители, не допускающие перерывов в подаче расчетного количества теплоты и снижения температуры воздуха в помещениях ниже предусмотренных ГОСТ 30494, например, больницы, родильные дома, детские дошкольные учреждения с круглосуточным пребыванием детей, картинные галереи, химические и специальные производства, шахты и т.п.;

вторая категория – потребители, допускающие аварийное снижение температуры в отапливаемых помещениях на период ликвидации аварии, но не более 54 ч (табл. 10.4); жилых и общественных зданий до 12 °С, промышленных зданий до 8 °С;

третья категория – остальные потребители.

При авариях (отказах) на источнике теплоты на его выходных коллекторах в течение всего ремонтно-восстановительного периода должна обеспечиваться:

подача 100% необходимой теплоты потребителям первой категории (если иные режимы не предусмотрены договором);

подача теплоты на отопление и вентиляцию жилищно-коммунальным и промышленным потребителям второй и третьей категорий в размерах, указанных в табл. 10.3;

заданный потребителем аварийный режим расхода пара и технологической горячей воды;

заданный потребителем аварийный тепловой режим не отключаемых вентиляционных систем;

среднесуточный расход теплоты за отопительный период на горячее водоснабжение (при невозможности его отключения).

Таблица 10.3

Допустимое снижение подачи теплоты для потребителей второй и третьей категорий в % нормативной величины при аварийных режимах теплоснабжения

Наименование показателя	Расчетная температура наружного воздуха для проектирования отопления, °С				
	минус 10	минус 20	минус 30	минус 40	минус 50
Допустимое снижение подачи теплоты, % до	78	84	87	89	91

Примечание: Таблица соответствует температуре наружного воздуха наиболее холодной пятидневки, обеспеченностью 0,92.

Даже сниженное обеспечение теплотой потребителей в аварийных ситуациях (для поддержания внутренней температуры воздуха в отапливаемых помещениях не ниже 12 °С) требует на период восстановления теплоснабжения обеспечения резервной подачи теплоты в размерах не меньше, указанных в табл. 10.4

В соответствии с СНиП 41-02-2003 эти нормы должны быть заложены в проекты нового строительства или реконструируемых тепловых сетей, но что делать в ситуациях, когда резервирования теплосетей и источников теплоснабжения не имеется или их невозможно использовать?

В таких случаях для потребителей первой категории следует предусматривать установку местных источников теплоты (стационарных или передвижных) или предусматривать резервирование подачи теплоты от других тепловых сетей.

Во многих других случаях при отказах приходится проводить мероприятия по обеспечению живучести элементов систем СЦТ, находящихся в зонах возможных воздействий отрицательных температур.

Живучесть системы (Ж) — способность системы сохранять свою работоспособность в аварийных (экстремальных) условиях, а также после длительных (более 54 ч) остановов.

К числу таких мероприятий следует отнести: организацию локальной циркуляции сетевой воды в тепловых сетях до и после ЦТП; спуск сетевой воды из систем теплоиспользования у потребителей, распределительных тепловых сетей, транзитных и магистральных теплопроводов; прогрев и заполнение тепловых сетей

и систем теплоснабжения потребителей во время и после окончания ремонтно-восстановительных работ; проверку прочности элементов тепловых сетей в экстремальных условиях на достаточность запаса прочности оборудования и компенсирующих устройств; обеспечение величины пригруза (против всплытия) бесканально проложенных теплопроводов при возможных затоплениях; временное использование, при возможности, передвижных источников теплоты.

Таблица 10.4

Величина резервной подачи теплоты, %, в течение ремонтно-восстановительного периода после отказа

Диаметр труб тепловых сетей, мм	Время восстановления теплоснабжения, ч	Расчетная температура наружного воздуха для проектирования отопления, °С				
		минус 10	минус 20	минус 30	минус 40	минус 50
		Допускаемое снижение подачи теплоты, %, до				
300	15	32	50	60	59	64
400	18	41	56	65	63	68
500	22	49	63	70	69	73
600	26	52	68	75	73	77
700	29	59	70	76	75	78
800–1000	40	66	75	80	79	82
1200–1400	До 54	71	79	83	82	85

Все эти и другие мероприятия должны быть заранее подготовлены, просчитаны, согласованы и взаимосвязаны с муниципальными органами управления и администрацией и доведены до сведения эксплуатационного персонала теплоснабщика, тепловых сетей и абонентских присоединений. Должны быть составлены и утверждены должностные инструкции для руководящего и линейного персонала, диспетчерских и аварийно-ремонтных служб по их собственным действиям и взаимодействиям в аварийных ситуациях.

До начала отопительного периода должны составляться графики ограничений и отключений абонентов, обеспечивающие локализацию аварийных ситуаций и предотвращение их развития, недопущение длительного и глубокого нарушения гидравлического и теплового режимов систем теплоснабжения, своевременное введение аварийных режимов.

Графики предусматривают режимы ограничения теплоснабжения и теплопотребления, необходимость в которых возникает в случаях:

— понижения температуры наружного воздуха ниже расчетных значений на срок более 2–3 сут;

— непредвиденного возникновения недостатка топлива на источниках теплоты;

— возникновения недостатка тепловой мощности вследствие аварийной остановки или выхода из строя основного теплогенерирующего оборудования источников теплоты (паровых и водогрейных котлов, водоподогревателей и другого оборудования), требующего длительного восстановления;

— нарушения или угрозы нарушения гидравлического режима тепловой сети по причине сокращения расхода подпиточной воды из-за неисправности оборудования в схеме подпитки или химводоочистки, а также прекращения подачи воды на источник теплоты от системы водоснабжения;

— нарушения гидравлического режима тепловой сети из-за аварийного прекращения электропитания сетевых и подпиточных насосов на источнике теплоты и подкачивающих насосов на тепловой сети;

— повреждений тепловой сети, требующих полного или частичного отключения нерезервируемых магистральных и распределительных трубопроводов.

Графики ограничений абонентов разрабатываются, как правило, на год с начала отопительного периода.

Ограничение теплоснабжения — *снижение отпуска абоненту тепловой энергии и теплоносителей за счет сокращения расхода теплоносителя и (или) снижения его температуры против значений, указанных в договоре; к ограничению относится также прекращение отпуска теплоносителя на нужды горячего водоснабжения при снижении отпуска тепловой энергии на другие цели.*

Общий размер ограничиваемой нагрузки по расходу теплоносителей должен определяться теплоснабжающей организацией исходя из конкретных нарушений режима.

Перечень абонентов, не подлежащих включению в графики, определяется нормативными правовыми актами и подлежит согласованию с органом местного самоуправления.

По абонентам, подлежащим включению в графики ограничения, теплоснабжающей организацией совместно с абонентами составляются акты аварийной и технологической брони теплоснабжения.

Бронь аварийная — *минимальный расход тепловой энергии и (или) теплоносителей, обеспечивающий безопасное для персонала и окружающей среды состояние предприятия с полностью остановленным технологическим процессом.*

Тепловые нагрузки горячего водоснабжения, вентиляции, кондиционирования в технологическую броню не включаются, если их отключение не влияет на безопасность людей или технологического процесса и не вызывает аварий.

Бронь технологическая — наименьший расход тепловой энергии и (или) теплоносителей и продолжительность времени, необходимые потребителю для безопасного завершения технологического процесса, цикла производства, после чего может быть произведено отключение соответствующего теплоиспользующего оборудования.

Размеры нагрузок, включенные в график ограничений, вносятся в договор на теплоснабжение. Абонент намечает собственные мероприятия по обеспечению заданных ограничений, устанавливает порядок оповещения персонала и лиц, ответственных за выполнение ограничений потребления и отключения тепловой энергии.

10.11. Подготовка и проведение отопительного периода

Организационно-методические рекомендации по подготовке к проведению отопительного периода и повышению надежности систем коммунального теплоснабжения в городах и населенных пунктах Российской Федерации регламентированы для ПТС системы Минэнерго России и коммунальных теплоэнергетических предприятий, осуществляющих теплоснабжение в городах и населенных пунктах, и органов управления жилищно-коммунальным хозяйством при планировании и осуществлении подготовки к проведению отопительного периода, тремя основными документами: «Правилами технической эксплуатации тепловых энергоустановок» (приказ Минэнерго России № 115 от 24.03.03) [39], «Организационно-методическими рекомендациями по подготовке к проведению отопительного периода и повышению надежности систем коммунального теплоснабжения в городах и населенных пунктах Российской Федерации» (приказ Госстроя России №203 от 06.09.2000), а также «Правилами и нормами технической эксплуатации жилищного фонда», введенными в действие постановлением Госстроя России № 170 от 27.09.2003 г. [40].

Подготовка к отопительному сезону. Основным условием, обеспечивающим надежное теплоснабжение потребителей, является своевременное, до начала отопительного периода, выполнение комплекса мероприятий, основными из которых являются проведение:

— завершения в плановые сроки строительно-монтажных работ по вновь вводимым, капитально-ремонтируемым (реконструируемым) тепловым энергоустановкам и пуск их в эксплуатацию;

— испытаний оборудования источников теплоты, тепловых сетей, тепловых пунктов и систем теплоснабжения на плотность и прочность;

— шурфовок тепловых сетей, вырезок из трубопровода для определения коррозионного износа металла труб;

— промывки оборудования и коммуникаций источников теплоты, трубопроводов тепловых сетей, тепловых пунктов и систем теплоснабжения;

— испытаний тепловых сетей на тепловые и гидравлические потери и максимальную температуру теплоносителя;

— разработки эксплуатационных режимов системы теплоснабжения, а также мероприятий по их внедрению и постоянному обеспечению;

— мероприятий по распределению теплоносителя между системами теплоснабжения в соответствии с их расчетными тепловыми нагрузками (настройка автоматических регуляторов, установка и контрольный замер сопел элеваторов и дроссельных диафрагм, регулирование тепловых сетей).

Подготовка к предстоящему отопительному периоду должна быть начата в предыдущем — систематизацией выявленных дефектов в работе оборудования и отклонений от гидравлического и теплового режимов, составлением плана работ, подготовкой необходимой документации, заключением договоров с подрядными организациями и материально-техническим обеспечением плановых работ, а закончена не позднее срока, установленного для данной местности с учетом ее климатической зоны.

Теплоснабжающей организацией и потребителями не позднее чем за месяц до окончания текущего отопительного периода должны быть разработаны графики по профилактике и ремонту источников теплоты, магистральных и квартальных тепловых сетей, центральных и индивидуальных тепловых пунктов, систем теплоснабжения.

Сроки проведения профилактических и ремонтных работ, связанных с прекращением горячего водоснабжения, не должны превышать нормативный срок, устанавливаемый органом местного самоуправления.

Организации, эксплуатирующие жилищный фонд, должны извещать о плановых отключениях местных систем не менее чем за семь суток до начала работ телефонограммой с обязательной регистрацией в специальном журнале (дата, час, должности и фамилии передающего и принявшего телефонограмму).

Сроки ремонта магистральных и квартальных тепловых сетей, центральных и индивидуальных тепловых пунктов, а также систем теплоснабжения, присоединенных к этим сетям, должны,

как правило, совпадать. Отключение потребителями своих установок на ремонт в сроки, не совпадающие с ремонтом тепловых сетей, может быть произведено только по согласованию с теплоснабжающей организацией.

Примерный перечень работ по видам ремонта тепловых сетей и тепловых энергоустановок представлен в [39].

Теплоснабжающая организация должна ежегодно разрабатывать или корректировать гидравлические и тепловые режимы работы тепловых сетей с мероприятиями по их усилению и обеспечению, включая установку (с опломбированием) сопел элеваторов и дроссельных диафрагм на тепловых пунктах потребителей. Мероприятия, подлежащие выполнению потребителями, должны быть сообщены им теплоснабжающей организацией в сроки, обеспечивающие возможность их выполнения во время подготовки к отопительному периоду.

10.12. Расчет допустимого времени устранения аварии и восстановления теплоснабжения

Повышение уровня централизации теплоснабжения (что характерно для крупных городов) сопровождается двумя опасными рисками — риском серьезного аварийного нарушения процесса теплоснабжения и риском затяжного (сверх допустимого) времени обнаружения и устранения аварий и неисправностей.

Опыт эксплуатации московских систем теплоснабжения показал, что ежегодно на 100 км двухтрубных тепловых сетей приходится от 20 до 40 сквозных повреждений труб, из них 90% случаев на подающих трубопроводах. Среднее время восстановления поврежденного участка теплосети при этом (в зависимости от диаметра и конструкции его) составляет от 5 до 50 ч и более, а полное восстановление повреждения может потребовать несколько суток (табл. 10.5).

Таблица 10.5

Среднее время восстановления z_p , ч, поврежденного участка тепловой сети

Диаметр труб d , м	Расстояние между секционирующими задвижками l , км	Среднее время восстановления z_p , ч
0,1–0,2	–	5
0,4–0,5	1,5	10–12
0,6	2–3	17–22
1	2–3	27–36
1,4	2–3	38–51

Время τ_p , ч, необходимое для восстановления поврежденного участка магистральной тепловой сети с диаметром труб d , м, и расстоянием между секционирующими задвижками l , км, можно рассчитать также по следующей эмпирической формуле [25]:

$$\tau_p \approx 6 \cdot [1 + (0,5 + 1,5 \cdot d^{1,2}) \cdot l], \text{ ч.} \quad (10.1)$$

Конечно, ждать несколько суток или даже часов в зимних условиях и не предпринимать мер к спасению положения совершенно недопустимо. Поэтому практика эксплуатации систем ЦТ и жилищного фонда выработала важное правило предварительной оценки аварийных ситуаций с учетом теплоаккумуляционных возможностей различных зданий при различных текущих наружных температурах отопительного сезона. Вот это правило:

При подготовке к отопительному периоду рекомендуется теплоснабжающим организациям с привлечением собственников жилых домов или уполномоченных ими организаций-исполнителей коммунальных услуг выполнить расчеты допустимого времени устранения аварий и восстановления теплоснабжения по методике, приведенной в Указаниях по повышению надежности систем коммунального теплоснабжения, разработанных АКХ им. К. Д. Памфилова и утвержденных ОАО «Роскоммунэнерго» 26.06.89, и в рекомендациях СНиП 41-02-2003.

Расчеты следует представить органам управления жилищно-коммунальным хозяйством для использования при подготовке к зиме объектов жилищного фонда.

Эта методика опирается на практический опыт и исследования эксплуатации городского фонда в условиях нарушенного (прекращения) теплоснабжения жилых строений и промышленных зданий с оценкой темпа падения температуры, °С/ч, в отапливаемых помещениях при различных температурах наружного воздуха.

Линия падения внутренней температуры отапливаемых помещений во времени при этом носит экспоненциальный (ниспадающий) характер (рис. 10.1) и зависит в первую очередь от конструктивных характеристик зданий (конструкции и материала стен и утеплителей, коэффициента остекления, расположения помещений в здании и др.), определяющих аккумуляционную способность строений, а также климатических условий размещения объектов.

Примерные кривые изменения температуры внутреннего воздуха при включении отопления – пикете показаны на рис. 10.2.

Эмпирически удалось вычислить примерные коэффициенты аккумуляции зданий, темпы падения внутренней температуры и разработать методику расчета, основные положения которой рассмотрим подробнее.

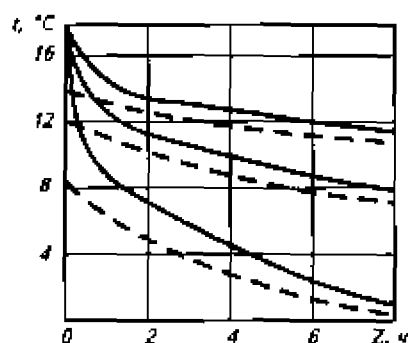


Рис. 10.1. Линии падения температуры внутреннего воздуха (—) и внутренней поверхности наружной стены (---) здания после отключения отопления

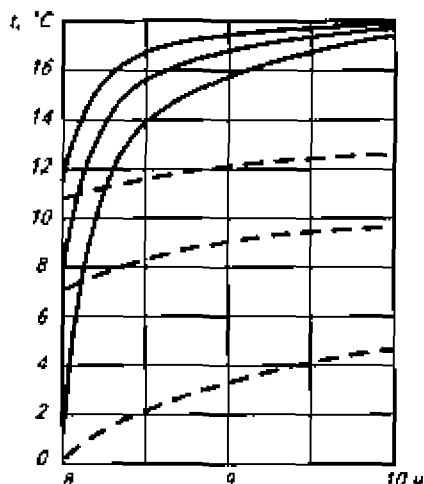


Рис. 10.2. Кривые изменения температуры внутреннего воздуха и внутренней поверхности наружной стены при включении отопления – натопе

Замораживание трубопроводов в подвалах, лестничных клетках и на чердаках зданий может произойти в случае прекращения подачи теплоты при снижении температуры воздуха внутри жилых помещений до 8°C и ниже. Примерный темп падения температуры в отапливаемых помещениях ($^{\circ}\text{C}/\text{ч}$) при полном отключении подачи теплоты приведен в табл. 10.6, по нему определены коэффициенты аккумуляции зданий.

Таблица 10.6

Темпы падения внутренней температуры здания при различных температурах наружного воздуха

Коэффициент аккумуляции, ч	Темп падения температуры, $^{\circ}\text{C}/\text{ч}$, при температуре наружного воздуха, $^{\circ}\text{C}$			
	± 0	-10	-20	-30
20	0,8	1,4	1,8	2,4
40	0,5	0,8	1,1	1,5
60	0,4	0,6	0,8	1,0

Коэффициент аккумуляции характеризует величину тепловой аккумуляции зданий и зависит от толщины стен, коэффициента теплопередачи и коэффициента остекления. Коэффициенты аккумуляции теплоты для жилых и промышленных зданий массового строительства приведены в табл. 10.7.

Коэффициенты аккумуляции для зданий типового строительства

Характеристика зданий	Помещения	Коэффициент аккумуляции, ч
1	2	3
1. Крупнопанельный дом серии 1-605А с трехслойными наружными стенами, с утепленными минераловатными плитами с железобетонными фактурными слоями (толщина стены 21 см, из них толщина утеплителя 12 см)	Угловые:	
	верхнего этажа	42
	среднего и первого этажей	46
	средние	77
2. Крупнопанельный жилой дом серии К7-3 (конструкции инж. Лагутенко) с наружными стенами толщиной 16 см, с утепленными минераловатными плитами с железобетонными фактурными слоями	Угловые:	
	верхнего этажа	32
	среднего этажа	40
	средние	51
3. Дом из объемных элементов с наружными ограждениями из железобетонных вибропркатных элементов, утепленных минераловатными плитами. Толщина наружной стены 22 см, толщина слоя утеплителя в зоне стыкования с ребрами 5 см, между ребрами 7 см. Общая толщина железобетонных элементов между ребрами 30-40 мм	Угловые верхнего этажа	40
4. Кирпичные жилые здания с толщиной стен в 2,5 кирпича и коэффициентом остекления 0,18-0,25	Угловые	65-60
	Средние	100-65 25-14
5. Промышленные здания с незначительными внутренними тепловыделениями (стены в 2 кирпича, коэффициент остекления 0,15-0,3)		

На основании приведенных данных можно оценить время, имеющееся для ликвидации аварии или принятия мер по предотвращению лавинообразного развития аварий, т.е. замерзания теплоносителя в системах отопления зданий, в которые прекращена подача теплоты.

Если в результате аварии отключено несколько зданий, то определение времени, имеющегося в распоряжении на ликвидацию аварии или принятия мер по предотвращению развития аварии, производится по зданию, имеющему наименьший коэффициент аккумуляции.

Рассмотрим такой случай на конкретном примере.

Пример 10.1. Исходные условия: В результате аварии на распределительной теплосети диаметром 300 мм отключен ЦТП с группой жилых зданий, среди которых имеется крупнопанельный жилой дом конструкции инж. Лагутенко. Температура наружного воздуха – 20 °С.

Требуется: Определить допустимое время устранения аварии на распределительной теплосети при указанной наружной температуре и оценить сложившуюся ситуацию.

Решение: 1. По табл. 10.7 по п. 2 определяем коэффициент аккумуляции здания по среднему этажу: он равен 40 ч.

2. По табл. 10.6 для здания с коэффициентом аккумуляции 40 ч находим темп падения температуры (°С/ч) при температуре наружного воздуха –20 °С: он равен 1,1 °С/ч.

3. Определяем время снижения температуры в квартирах с 20 до 8 °С, при которой в подвалах и на лестничных клетках может произойти замерзание теплоносителя в трубах: $(20 - 8) : 1,1 = 10,9 \text{ ч} \approx 11 \text{ ч}$.

4. По табл. 10.5 находим, что для теплосети диаметром 300 мм время устранения аварии составляет от 5 до 10 ч (без учета времени обнаружения места аварии).

5. Для оценки ситуации можно сделать следующие выводы:

5.1. Время устранения аварии допустимо до 10 ч и при хорошей организации работы аварийной службы опорожнения системы отопления и других систем указанного жилого дома не потребуется, так как теплоснабжение микрорайона будет восстановлено.

5.2. При отсутствии аварийной службы или плохой организации работ по обнаружению и устранению аварийного повреждения теплосети персоналу ЖКХ необходимо в течение 10 ч произвести спуск систем отопления, горячей и холодной водоснабжения не только указанного жилого дома, но и всех других отключенных домов и строений, а в дальнейшем и отключенного участка теплосети, ЦТП и ИТП, во избежание замораживания их и цепочного, лавинообразного развития аварии, могущих вызвать тяжелые последствия*. Для этого должен иметься заранее подготовленный и согласованный план ликвидации аварий и инструкции персоналу по выполнению его.

* По сообщениям «Строительной газеты» (№ 49, 50 за 2003 г.) 1 января 2003 г. в пос. Аркуль Нолынского района Кировской обл. в результате падения дерева на высоковольтную ЛЭП произошло аварийное отключение энергоснабжения поселка, в том числе и котельных. По трагическому совпадению в то время, когда перестали работать циркуляционные насосы в котельных и прекратилась циркуляция воды во всех теплосистемах поселка, температура воздуха понизилась от –1 °С до –24 °С. Из-за отсутствия противоаварийного плана и инструкций персоналу вода на некоторых участках теплотрасс и тепловых системах зданий не была своевременно слита, к тому же не все абоненты котельных были оповещены об аварии (детсад, аптека, общежитие, медицинская лаборатория и др.). Все это привело к замораживанию теплотрасс и теплосистем 14 жилых зданий. В результате было повреждено и уничтожено имущество, восстановление которого обошлось в 690 тыс. рублей, а директор МП ЖКХ поселка А.Г. Сорокин привлечен к уголовной ответственности за преступление по статье 168 ч.1 Уголовного кодекса – уничтожение чужого имущества в крупном размере, совершенное по неосторожности, и приговорен к выплате денежного штрафа. Аварийная ситуация с электроснабжением была ликвидирована лишь через 20 ч 30 мин.

10.13. Тепловая устойчивость зданий и надежность систем коммунального теплоснабжения

Под теплоустойчивостью зданий (помещений) понимают его свойство поддерживать относительное постоянство температуры при изменяющихся тепловых воздействиях.

Как было сказано выше, в настоящее время не имеется общей, утвержденной методики оценки надежности систем коммунального теплоснабжения по всем или большинству показателей надежности.

В связи с этим для оценки надежности используются такие эмпирические показатели как интенсивность отказов (p) и относительный аварийный недоотпуск тепла (q), динамика изменения которых во времени показывает прогресс или деградацию надежности системы коммунального теплоснабжения.

Теория надежности энергетических систем дает следующие определения интенсивности отказов и недоотпуска энергии [20]:

Интенсивность отказов « $p(t)$ » представляет собой условную плотность вероятности возникновения отказа, определяемую для рассматриваемого момента времени при условии, что до этого момента отказ не возник.

Средний недоотпуск энергии « $q_{ср}$ » характеризует не только все основные свойства надежности системы, но и режим ее загрузки, и представляет собой математическое ожидание недоотпуска энергии потребителям за расчетный период времени.

Определение указанных показателей для практических целей производится в течение всего времени эксплуатации систем коммунального теплоснабжения.

Анализ полученных результатов используется как при долгосрочном планировании, так и при разработке конкретных мероприятий по подготовке к очередному отопительному периоду.

Интенсивность отказов (p) определяют, как правило, за год по следующей зависимости:

$$(p) = \Sigma M_{от} \cdot n_{от} / \Sigma M_n \cdot n_{ин}, \quad (10.2)$$

где $M_{от}$ — материальная характеристика участков тепловой сети, выключенных из работы при отказе (m^2); $n_{от}$ — время вынужденного выключения участков сети, вызванное отказом и его устранением (ч); $\Sigma M_n \cdot n_{ин}$ — произведение материальной характеристики тепловой сети данной системы теплоснабжения на плановую длительность ее работы за заданный период времени (обычно за год).

Величина материальной характеристики тепловой сети, состоящей из «п»-участков, представляет собой сумму произведений диаметров подводящих и отводящих трубопроводов на их длину.

Относительный аварийный недоотпуск теплоты (q) определяется по формуле:

$$(q) = \Sigma Q_{\text{ав}} / \Sigma Q, \quad (10.3)$$

где $\Sigma Q_{\text{ав}}$ — аварийный недоотпуск теплоты за год, ГДж (Гкал); ΣQ — расчетный отпуск теплоты системой теплоснабжения за год, ГДж (Гкал).

Для оценки надежности систем коммунального теплоснабжения могут использоваться (в опытным порядке) частные и общие критерии, характеризующие состояние электроснабжения, водоснабжения, топливоснабжения источников теплоты, соответствие мощности теплоснабжателей и пропускной способности тепловых сетей расчетным тепловым нагрузкам, техническое состояние и резервирование тепловых сетей.

Рассмотрим подробнее указанные критерии.

Надежность электроснабжения источников теплоты (K_e) характеризуется наличием или отсутствием резервного электропитания:

— при наличии второго ввода или автономного источника электроснабжения

$$K_e = 1,0;$$

— при отсутствии резервного электропитания при мощности отопительной котельной

до 5,8 МВт (5,0 Гкал/ч)

$$K_e = 0,8;$$

св. 5,8 до 23,3 МВт (5,0 до 20 Гкал/ч)

$$K_e = 0,7;$$

св. 23,3 МВт (20 Гкал/ч)

$$K_e = 0,6.$$

Надежность водоснабжения источников теплоты (K_v) характеризуется наличием или отсутствием резервного водоснабжения:

— при наличии второго независимого водовода, артезианской скважины или емкости с запасом воды на 12 ч работы отопительной котельной при расчетной нагрузке

$$K_v = 1,0;$$

— при отсутствии резервного водоснабжения при мощности отопительной котельной

до 5,8 МВт (5 Гкал/ч)

$$K_v = 0,8;$$

св. 5,8 до 23,3 МВт (св. 5 до 20 Гкал/ч)

$$K_v = 0,7;$$

св. 23,3 МВт (св. 20 Гкал/ч)

$$K_v = 0,6.$$

Надежность топливоснабжения источников тепла (K_t) характеризуется наличием или отсутствием резервного топливоснабжения:

$$K_t = 1,0;$$

— при наличии резервного топлива

— при отсутствии резервного топлива при мощности отопительной котельной

до 5,8 МВт (5,0 Гкал/ч)	$K_z = 1,0;$
св. 5,8 до 23,3 МВт (5,0 до 20 Гкал/ч)	$K_z = 0,7;$
св. 23,3 МВт (20 Гкал/ч)	$K_z = 0,5.$

Одним из показателей, характеризующих надежность системы коммунального теплоснабжения, является соответствие тепловой мощности источников теплоты и пропускной способности тепловых сетей расчетным тепловым нагрузкам потребителей (K_B), т.е. размером дефицита.

Величина этого показателя определяется размером дефицита:

до 10 %	$K_B = 1,0;$
св. 10 до 20 %	$K_B = 0,8;$
св. 20 до 30 %	$K_B = 0,6;$
св. 30 %	$K_B = 0,3;$

Одним из важнейших направлений повышения надежности систем коммунального теплоснабжения является резервирование источников теплоты и элементов тепловой сети путем их кольцевания или устройства перемычек.

Уровень резервирования (K_p) определяется отношением резервируемой на уровне центрального теплового пункта (квартала, микрорайона) расчетной тепловой нагрузки к сумме расчетных тепловых нагрузок подлежащих резервированию потребителей, подключенных к данному тепловому пункту:

Резервирование	Св. 90 до 100% нагрузки	$K_p = 1,0;$
	» 70 »	$K_p = 0,7;$
	» 50 »	$K_p = 0,5;$
	» 30 »	$K_p = 0,3;$
	менее 30 %	$K_p = 0,2.$

Согласно СНиП [48] при проектировании тепловых сетей подземной прокладки в непроходных каналах и при бесканальной прокладке должно предусматриваться резервирование подачи тепла в зависимости от климатических условий и диаметров трубопроводов (табл. 10.4.).

Рекомендуется предусматривать 100%-ное резервирование (с отнесением к потребителям теплоты первой категории) жилых микрорайонов в городах (населенных пунктах) при расчетных температурах наружного воздуха для проектирования отопления:

ниже $-40\text{ }^{\circ}\text{C}$	— независимо от численности населения
от -40 до $-31\text{ }^{\circ}\text{C}$	— при численности св. 2,0 до 5,0 тыс. чел.
от -30 до $-21\text{ }^{\circ}\text{C}$	— при численности св. 5,0 до 10,0 тыс. чел.
от -20 до $-11\text{ }^{\circ}\text{C}$	— при численности св. 10 тыс. чел.

При наличии нескольких источников теплоты должна быть проанализирована возможность работы их на единую тепловую сеть. В этом случае при аварии на одном из источников теплоты имеется возможность частичного обеспечения потребителей тепловой энергией из единой тепловой сети за счет других источников теплоты.

Надежность системы теплоснабжения может быть повышена путем устройства перемычек между магистральными сетями, продолженными радиально от одного или разных источников теплоты.

Перемычки используются как в нормальном, так и в аварийном режимах работы. Наличие перемычек позволяет обеспечить беспереывное теплоснабжение и значительно снизить недоотпуск теплоты при аварии. Число и диаметры перемычек определяются исходя из режима резервирования при сниженном расходе теплоносителя.

Практика эксплуатации показывает, что при замене мелких котельных крупными источниками теплоты, мелкие котельные, находящиеся в технически исправном состоянии, целесообразно оставлять в резерве.

Существенное влияние на надежность системы теплоснабжения имеет техническое состояние тепловых сетей, характеризующее наличием ветхих, подлежащих замене трубопроводов (K_v):

при доле ветхих сетей

до 10 %	$K_v = 1,0$;
св. 10 до 20 %	$K_v = 0,8$;
св. 20 до 30 %	$K_v = 0,6$;
св. 30 %	$K_v = 0,5$.

Показатель надежности конкретной системы теплоснабжения ($K_{\text{над}}$) определяется как средний по частным показателям K_v , K_n , K_T , K_B , K_p и K_c :

$$K_{\text{над}} = \frac{K_v + K_n + K_T + K_B + K_p + K_c}{n}, \quad (10.4)$$

где n — число показателей, учтенных в числителе.

Общий показатель надежности системы коммунального теплоснабжения города (населенного пункта) определяется по уравнению:

$$K_{\text{над}}^{\text{сист}} = \frac{Q_1 K_{\text{над}}^{\text{сист.1}} + \dots + Q_n K_{\text{над}}^{\text{сист.n}}}{Q_1 + \dots + Q_n}, \quad (10.5)$$

где $K_{\text{над}}^{\text{сист.1}}, \dots, K_{\text{над}}^{\text{сист.n}}$ — значения показателей надежности систем теплоснабжения кварталов, микрорайонов города; $Q_1, \dots, Q_n$ — рас-

четные тепловые нагрузки потребителей кварталов, микрорайонов города.

Для случая, когда система централизованного коммунального теплоснабжения единая для всего города (населенного пункта), обобщенный показатель совпадает с коэффициентом, характеризующим надежность системы.

В зависимости от полученных показателей надежности отдельных систем и системы коммунального теплоснабжения города (населенного пункта) они с точки зрения надежности могут быть оценены как:

- высоконадежные при $K_{\text{над}}$ — более 0,9;
- надежные при $K_{\text{над}}$ — от 0,75 до 0,89;
- малонадежные при $K_{\text{над}}$ — от 0,5 до 0,74;
- ненадежные при $K_{\text{над}}$ — менее 0,5.

При планировании подготовки теплоснабжающих организаций к отопительному периоду необходимо также оценить их готовность к проведению аварийно-восстановительных работ в системах коммунального теплоснабжения, которая базируется на показателях:

- укомплектованности ремонтным и оперативно-ремонтным персоналом;
- оснащенности машинами, специальными механизмами и оборудованием;
- наличия основных материально-технических ресурсов;
- укомплектованности передвижными автономными источниками электропитания для ведения аварийно-восстановительных работ.

Показатель укомплектованности персоналом (K_p) определяется как отношение фактической численности к численности по действующим нормативам, но не более 1,0.

Показатель оснащенности машинами, специальными механизмами и оборудованием (K_m) принимается как среднее отношение фактического наличия к количеству, определенному по нормативам, по основной номенклатуре:

$$K_m = \frac{K'_m + K''_m}{n}, \quad (10.6)$$

где $K'_m + K''_m$ — показатели, относящиеся к данному виду машин, n — число показателей.

Показатель наличия основных материально-технических ресурсов (K_r) определяется аналогично по основной номенклатуре ресурсов (трубы; компенсаторы; арматура; сварочные материалы и т.п.). Принимаемые для определения значения общего показателя частные показатели не должны быть выше 1,0.

Показатель укомплектованности автономными источниками электропитания ($K_{\text{ист}}$) определяется как отношение фактического наличия (в единицах мощности – кВт) к потребности.

Обобщенный показатель готовности к выполнению аварийно-восстановительных работ также поддается оценке и определяется по уравнению:

$$K_{\text{от}} = 0,25K_{\text{п}} + 0,35K_{\text{м}} + 0,3K_{\text{тр}} + 0,1K_{\text{ист}}. \quad (10.7)$$

Общая оценка готовности ведется по следующим категориям:

а) «удовлетворительная готовность» – при $K_{\text{г}} = 0,85-1,0$; при значении любого из показателей ($K_{\text{п}}$; $K_{\text{м}}$; $K_{\text{тр}}$) ниже 0,75, оценка снижается до «ограниченной готовности»;

б) «ограниченная готовность» – при $K_{\text{г}} = 0,74-0,84$; при значении любого из показателей ($K_{\text{п}}$; $K_{\text{м}}$; $K_{\text{тр}}$) ниже 0,5, оценка снижается до «неготовности»;

в) «неготовность» – при $K_{\text{г}}$ ниже 0,7.

10.14. Управление тепловыми и гидравлическими режимами

10.14.1. Тепловые режимы и их регулирование

Рассматривая тепловые нагрузки систем коммунального теплоснабжения (гл. 2), мы установили их непосредственную индивидуальную связь-зависимость с параметрами окружающей нас природной среды – температурой и влажностью наружного воздуха, температурой воды в источниках водоснабжения, скоростью и направлением ветра, радиационным воздействием – солнечным сиянием.

Любое изменение их вызывает необходимость корректировки теплового потребления как на источнике теплоснабжения, так и непосредственно у потребителя, путем уменьшения или увеличения подачи теплоты, включения или выключения отдельных видов оборудования и приборов, установления рационального режима их работы с учетом тепловых потерь при транспортировании. Таким образом возникает необходимость управления процессами отпуска и потребления тепловой энергии, т.е. теплового регулирования ими.

Преобладающим параметром для большинства тепловых нагрузок является температура наружного воздуха, она определяет и температуру воды на источнике водоснабжения, и температуру строительных материалов и изделий, и параметры внутреннего климата жилых и общественных зданий и т.п. В балансовые урав-

нения нагрузок входит разность температур ($t_{\text{вн}} - t_{\text{нар.средн}}$), показывающая линейную зависимость их от текущей температуры наружного воздуха (уравнения прямых линий).

Если построить график отопительной тепловой нагрузки в зависимости от $t_{\text{нар.средн}}$, то он будет выглядеть прямой наклонной линией, аналогичные виды примут и графики вентиляционных нагрузок и графики зависимости нагрузки горячего водоснабжения от температуры исходной воды (рис. 10.3).

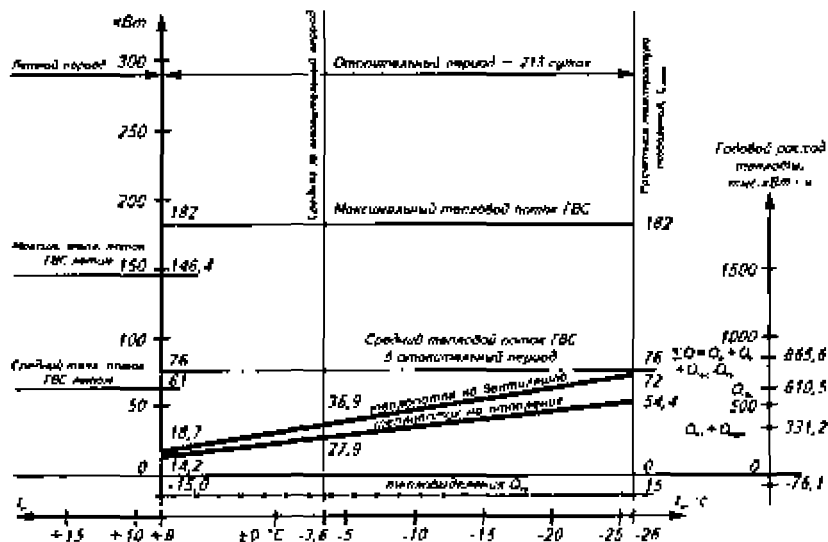


Рис. 10.3 Графики изменения тепловых нагрузок отопления, вентиляции и горячего водоснабжения жилого дома в зависимости от $t_{\text{нар.возд}}$ (к примерам 6.1 и 7.1)

В практической работе проектантов и эксплуатационников принято строить такие графики зависимости тепловых нагрузок Q (функцию) от определяющего параметра $t_{\text{нар.возд}}$ (аргумента) в координатах « $t_{\text{нар.возд}} - Q$ », где $Q = f(t_{\text{нар.возд}})$. При этом учитывают их в определенном температурном диапазоне, например, в интервале начала отопительного периода и максимальной отопительной нагрузки, называемой «расчетной», $t_{\text{н.расч}}$.

За расчетную температуру $t_{\text{н.расч}}$ для проектирования отопления в каждой местности принимается средняя температура наружного воздуха, равная средней температуре наиболее холодных пятидневок, взятых из восьми наиболее холодных зим за 50-летний период наблюдений. Такие значения $t_{\text{н.расч}}$ определены для многих городов страны, они приведены в СНиП по строительной климатологии, по ним составлены карты климатологического районирования.

Были определены и введены в практику также расчетные температуры для проектирования вентиляции $t_{н.п.}$; продолжительность отопительного периода n , сут; средняя наружная температура отопительного периода; средняя самого холодного месяца, а также средняя самого жаркого месяца [49].

Для установления суммарных нагрузок строят графики суммарных тепловых нагрузок (см. рис. 10.3), они необходимы для выполнения технологических, технико-экономических подсчетов и исследований.

В планово-экономической работе предприятий (для определения расходов топлива, разработки режимов использования оборудования, графиков ремонтов и т.п.) получили применение графики расхода теплоты по месяцам года (рис. 10.4), графики продолжительности сезонной нагрузки (рис. 10.5), а также интегральные графики суммарных нагрузок (рис. 10.6).

С помощью графиков продолжительности и интегральных графиков суммарной нагрузки города/района легко устанавливают экономичные режимы работы теплофикационного оборудования, определяют необходимые параметры теплоносителя на ТЭЦ и РТС, выполняют другие технологические и планово-экономические расчеты и исследования. Например, установление режима работы и оперативно-диспетчерское планирование конкретной системы ЦТС производится на основании трех графиков нагрузки: суточного, годового и графика изменения тепловой нагрузки по продолжительности.

Регулирование тепловых процессов производят с помощью температурных графиков отпуска теплоты. Эти графики (или таблицы) устанавливают связь текущих температур воды в системах отопления t_1 и t_2 и в тепловых сетях в зависимости от температуры наружного воздуха. Такая зависимость устанавливается из уравнения баланса теплоты нагревательного прибора при расчетных и любых других температурных условиях:

$$\frac{Q}{Q_p} = \frac{G}{G_p} \cdot \frac{(t_1 - t_2)}{(t_{1p} - t_{2p})} = \frac{kF\vartheta}{kF\vartheta_p} = \frac{\Delta t}{\Delta t_p} = \frac{\Delta T}{\Delta T_p}, \quad (10.8)$$

где Q и G — расходы теплоты, Вт · ч, и теплоносителя, кг/ч, при текущей и расчетной температуре наружного воздуха; $\Delta t = t_1 - t_2$ — температурный перепад в местных нагревательных приборах при текущей и расчетной (Δt_p) наружной температуре, в град; t_1 и t_2 — температура подаваемой и обратной воды в местных нагревательных приборах, град; $\vartheta = (t_1 + t_2)/2 - T_n$ — температурный напор нагревательного прибора, град; $\Delta T = T_n - T_{н.п.}$ — температурный перепад воздуха внутри (T_n) и снаружи помещения ($T_{н.п.}$) при теку-

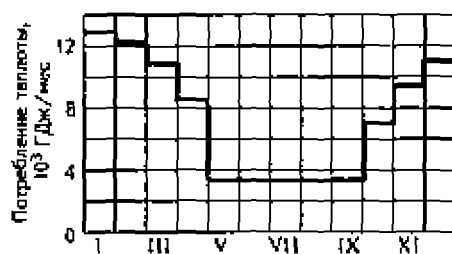


Рис. 10.4. Примерный график расхода теплоты по месяцам года

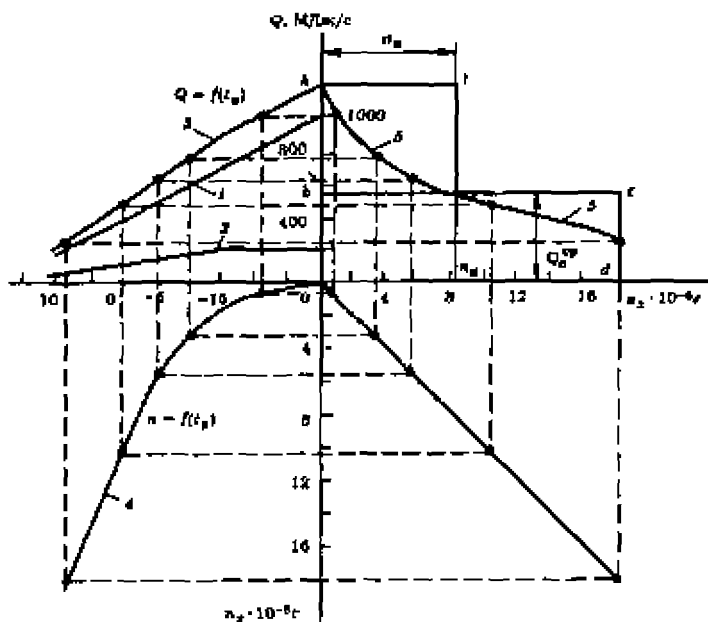


Рис. 10.5. Построение графика продолжительности сезонной тепловой нагрузки

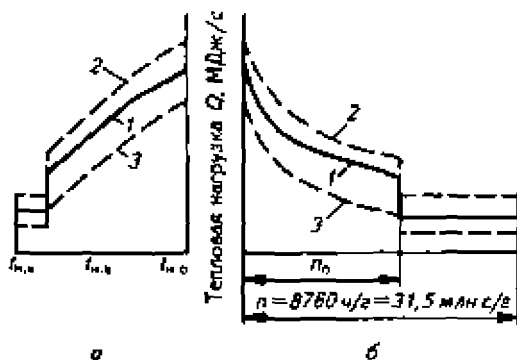


Рис. 10.6. Интегральный график суммарной нагрузки района

щей и расчетной температуре (ΔT_r), град; k – коэффициент теплопередачи нагревательного прибора, Вт/(м² · ч · град); F – поверхность нагревательных приборов, м².

После ряда преобразований уравнения (10.8) получим следующие выражения для t_1 и t_2 :

$$t_1 = T_n + 0,5 \cdot \Delta t_p \cdot \Delta T / \Delta T_p + 8(\Delta T / \Delta T_p)^{0,8}; \quad (10.9)$$

$$t_2 = t_1 - \Delta t_p \Delta T / \Delta T_p. \quad (10.10)$$

По этим формулам можно подсчитать температуры сетевой воды для различных систем при различных расчетных и текущих наружных температурах и построить температурные графики регулирования отпуска тепла (рис. 10.7).

Пример 10.2. *Исходные условия:* Система водяного отопления с расчетными параметрами $T_{н.р} = -25$ °С, $T_{п.р} = +20$ °С, $t_p = 95$ °С, $t_{zp} = 70$ °С.

Требуется: Определить температуры подающей и обратной воды для системы отопления при наружных температурах $T_n = +8$ °С, $-3,2$ °С и температуре помещения $T_p = +20$ °С.

Решение: Находим для $T_n = +8$ °С:

$$J_p = (95 + 70)/2 - 20 = 62,5$$
 °С; $\Delta t_p = 95 - 70 = 25$ °С.

По формулам (10.10); (10.11) получим:

$$t_1 = 20 + 0,5 \cdot 25 \cdot [(20 - 8)/(20 - (-25))] + 62,5 \cdot (12/45)^{0,8} = 45,2$$
 °С

$$t_2 = 45,2 - 25(20 - 8)/(20 + 25) = 45,2 - 6,7 = 38,5$$
 °С.

Для $T_n = -3,2$ °С аналогично:

$$t_1 = 20 + 0,5 \cdot 25 \cdot [(20 + 3,2)/(20 - (-25))] + 62,5 \cdot (23/45)^{0,8} = 20 + 6,44 + 37 = 63,4$$
 °С;

$$t_2 = 63,4 - 25(20 + 3,2)/(20 + 25) = 63,4 - 13 = 50,4$$
 °С.

По полученным точкам строим температурный график (см. линии 1 и 2' на рис. 10.7).

Здесь приведены значения температур воды в подающих и обратных линиях тепловой сети t_1 и t_2 для разных климатических районов при качественном регулировании отопительной нагрузки, для расчетного перепада температур в местной системе $\Delta t_p = 95 - 70 = 25$ °С, $T_{н.р} = +18$ °С; $J_p = (95 + 70)/2 - 18 = 64,5$ °С.

В связи с тем, что к тепловым сетям ЦТС присоединяются разнородные тепловые потребители: системы отопления и вентиляции (сезонные, однородные нагрузки), системы горячего водоснабжения (круглогодичные нагрузки), технологические установ-

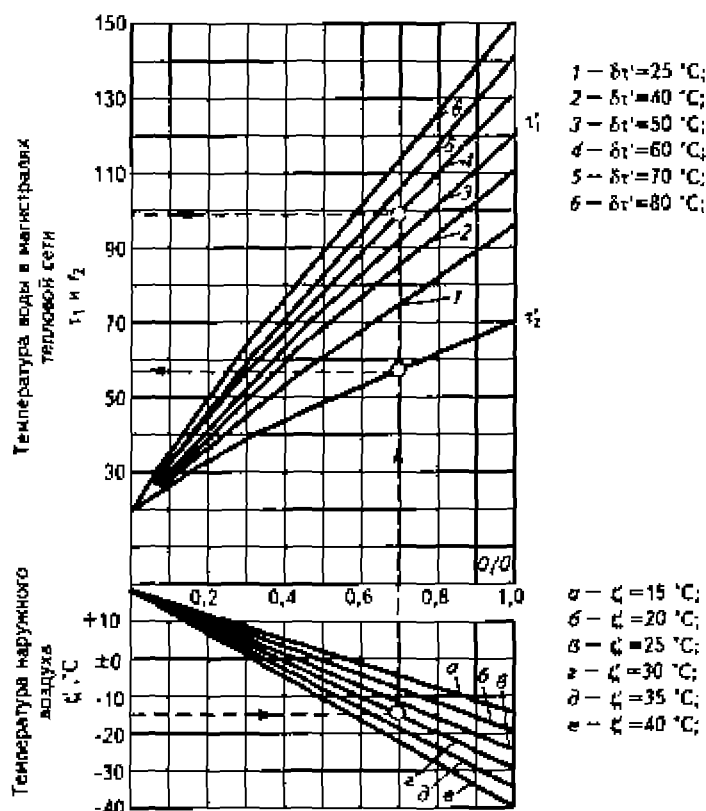


Рис. 10.7. График температуры воды в подающих и обратных магистралах тепловой сети при качественном регулировании отопительной нагрузки при $T_{\text{нар}} = +18 ^\circ\text{C}$

ки, температурные режимы тепловых сетей должны удовлетворять запросам и учитывать особенности теплового потребления каждого из них. Поэтому графики температур, которые строятся по преобладающей тепловой нагрузке (в городах — отопительно-вентиляционной), должны учитывать требования систем горячего водоснабжения — необходимость подогрева водопроводной воды до уровня $55\text{--}60 ^\circ\text{C}$. До такого уровня нагрева вторичного теплоносителя первичная сетевая вода должна иметь свою температуру не ниже $70 ^\circ\text{C}$, поэтому на температурном отопительном графике возникает так называемая весенне-летняя срезка или «излом» температуры подающей линии на уровне $70 ^\circ\text{C}$.

В свою очередь, поддержание такой температуры в подающей линии теплосети в теплые периоды года приводит к нежелательному явлению — перетопу зданий, что вызывает дискомфорт у

населения и, как следствие этого, потерю теплоты через открытые форточки и фрамуги окон. Устранить перетопы можно, регулируя пропускными подачу теплоты в системы отопления (отключая системы ЦО на некоторое время). Так возникает комбинированное регулирование нагрузок (рис. 10.8).

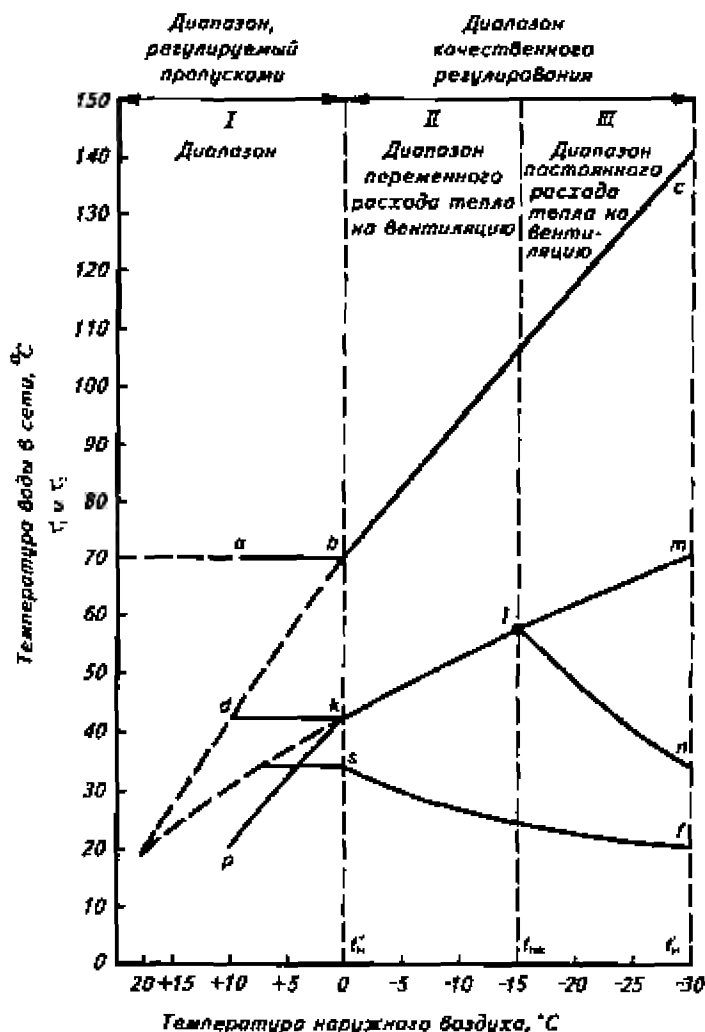


Рис. 10.8. График температуры воды в магистральных линиях теплосети при комбинированном регулировании

Продолжительность работы системы отопления n , ч, при регулировании пропусками определяется из выражения:

$$n = 24 (T_n - T_n) / (T_n - T_n), \text{ ч/сут.} \quad (10.11)$$

где T_n — температура наружного воздуха в точке «излома» температурного графика; T_n и T_n — см. формулу (10.8)

По месту проведения регулирования различают центральное (на источнике — ТЭЦ, РТС, КТС), групповое (на ЦТП, ИТП) и индивидуальное (местное). По способам — ручное и автоматическое. Если внимательно рассмотреть уравнение баланса между поступлением теплоты в теплоприемник и теплоотдачей его (10.8), то мы увидим:

$$Q = Gc(t_1 - t_2)z = Fk\left(\frac{t_1 + t_2}{2} - T_n\right), \quad (10.12)$$

где Q — подача теплоты в прибор, Вт, за время z , ч; G — подача горячей воды в прибор, кг/ч; c — теплоемкость воды, Вт/(кг · град); t_1 и t_2 — температура подаваемой и обратной воды в нагревательном приборе, град; T_n — температура окружающей обогреваемой среды, °С; F — поверхность нагрева теплоприемника, м²; k — коэффициент теплопередачи теплоприемника Вт/(м² · ч · град); z — время, ч.

Для парового приемника имеем:

$$Q = D \Delta i z = Fk(t_1 - t_2)z, \quad (10.13)$$

Здесь, кроме обозначений, принятых выше:

D — расход пара, кг/ч; T — температура насыщения пара °С; Δi — теплоиспользование пара, кДж/кг.

В водяных системах ЦТС на количество поступающей теплоты Q можно воздействовать разными путями — изменением температуры входящей воды t_1 (качественное регулирование), расходом воды G (количественное регулирование), временем подачи теплоты z (прерывистое регулирование), изменением поверхности нагрева теплообменника F (применяется редко).

В отечественном теплоснабжении наибольшее применение получил способ центрального качественного регулирования тепловой нагрузки, при котором изменяется температура поступающей сетевой воды и остается неизменным ее расход. Этот метод позволяет работать с малым давлением пара в водоподогревателях ТЭЦ и дает при теплофикации значительную экономию топлива. Он легко осуществляется и сильно упрощает групповую и индивидуальную регулировку местных систем.

Количественное регулирование получило широкое применение в зарубежной практике теплоснабжения, у нас оно нашло частичное использование при групповом и местном регулировании систем и отдельных приборов. В последние годы получил распространение комбинированный метод качественно-количественного регулирования (см. рис. 10.8).

Регулирование временем напора (или как его еще называют регулирование пропусками) получило ограниченное применение при центральном регулировании водяных сетей в теплый период отопительного сезона (когда сетевые насосы остановлены), так как при этом горячее водоснабжение и работа систем вентиляции прекращаются. При групповом и местном регулировании этот способ позволяет получать существенную экономию теплоты без указанных ограничений.

В паровых системах прерывистое групповое и местное регулирование являются основным методом регулирования паровых установок теплоснабжения.

Центральное и групповое регулирование производится в соответствии с режимными графиками, устанавливающими режим температуры и расхода воды в тепловых сетях и на абонентских вводах и позволяющими контролировать правильность эксплуатации и распределения теплоты между потребителями.

Для правильного регулирования большое значение имеет гидравлическая устойчивость местной системы. Под ней понимают способность отдельных теплоприемников системы сохранять установленный для них расход теплоносителя при изменении расхода другим теплообменником системы.

Гидравлическая устойчивость определяется отношением гидравлического сопротивления теплоприемника к гидравлическому сопротивлению распределительной сети: чем больше это отношение, тем выше и гидравлическая устойчивость системы.

Для повышения гидравлической устойчивости системы необходимо стремиться к повышению гидравлического сопротивления теплоприемников и понижению сопротивления тепловых сетей.

Системы с низкой гидравлической устойчивостью невозможно точно отрегулировать и трудно эксплуатировать, поэтому часто гидравлическую устойчивость повышают путем установки искусственных гидравлических сопротивлений перед теплоприемниками (проводить дросселирование — шайбирование систем), этому способствует также уменьшение сечений регулирующих органов, правильный подбор конусов в элеваторах, последовательное, а не параллельное, включение теплоприемников одного агрегата (подогревателей ГВС и др.).

В централизованных системах теплоснабжения (особенно в Теплосетях ОА-энерго) сложилась определенная система разделения труда и ответственности персонала в процессе теплового регулирования. Так персонал станции отвечает за выполнение заявочного суточного графика по температуре подающей линии и за поддержание заданных напоров на коллекторах станции (в паровых системах — за соблюдение графика по давлению и температуре пара на выходе со станции).

Персонал района тепловых сетей, в оперативном подчинении которого находится дежурный персонал абонентов, контролирует и отвечает за параметры сетевого хозяйства — расходы теплоносителя в сети, температуру воды в обратных линиях, величину подпитки (в закрытых системах ЦТ), возврат конденсата на станцию.

10.14.2. Гидравлические режимы и их регулирование

Общие принципы гидравлического расчета трубопроводов систем водяного отопления подробно изложены в гл. 4. Они же применимы и для расчета теплопроводов тепловых сетей, но с учетом некоторых их особенностей. Так в расчетах теплопроводов принимаются турбулентное движение воды (скорость воды больше 0,5 м/с, пара — больше 20–30 м/с, т.е. квадратичная область расчета), значения эквивалентной шероховатости внутренней поверхности стальных труб больших диаметров, мм, принимают для: паропроводов — $k = 0,2$; водяной сети — $k = 0,5$; конденсатопроводов — $k = 0,5-1,0$.

Расчетные расходы теплоносителя по отдельным участкам теплосети определяются как сумма расходов отдельных абонентов с учетом схемы присоединения подогревателей ГВС (рис. 6.37). Кроме того, необходимо знать оптимальные удельные падения давления в трубопроводах, которые предварительно определяются технико-экономическим расчетом. Обычно их принимают равными 0,3–0,6 кПа (3–6 кгс/м²) для магистральных тепловых сетей и до 2 кПа (20 кгс/м²) — для ответвлений.

При гидравлическом расчете решаются следующие задачи: 1) определение диаметров трубопроводов; 2) определение падения давления-напора; 3) определение действующих напоров в различных точках сети; 4) определение допустимых давлений в трубопроводах при различных режимах работы и состояниях теплосети.

При проведении гидравлических расчетов используются схемы и геодезический профиль теплотрассы, с указанием размещения

источников теплоснабжения, потребителей теплоты и расчетных нагрузок. Для ускорения и упрощения расчетов вместо таблиц используются логарифмические номограммы гидравлического расчета (рис. 10.9), а в последние годы – компьютерные расчетные и графические программы.

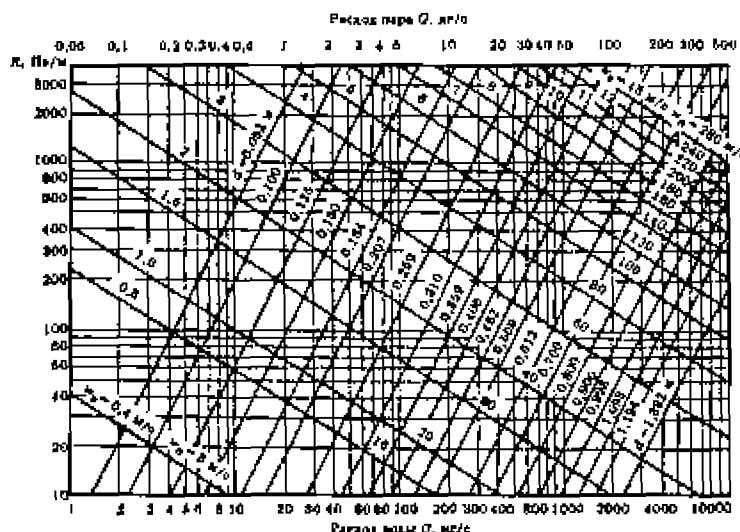


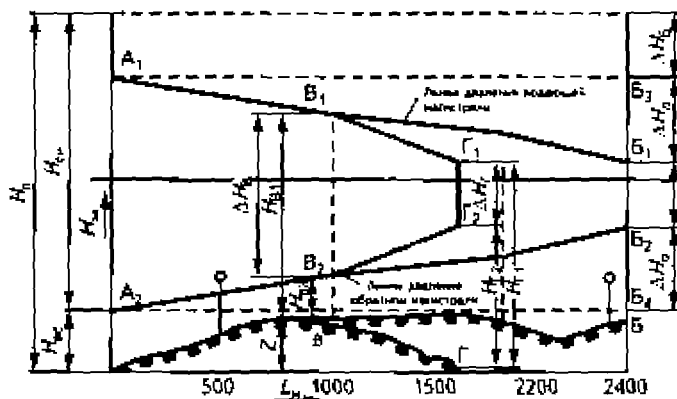
Рис. 10.9. Номограмма для гидравлического расчета трубопроводов

Пьезометрический график

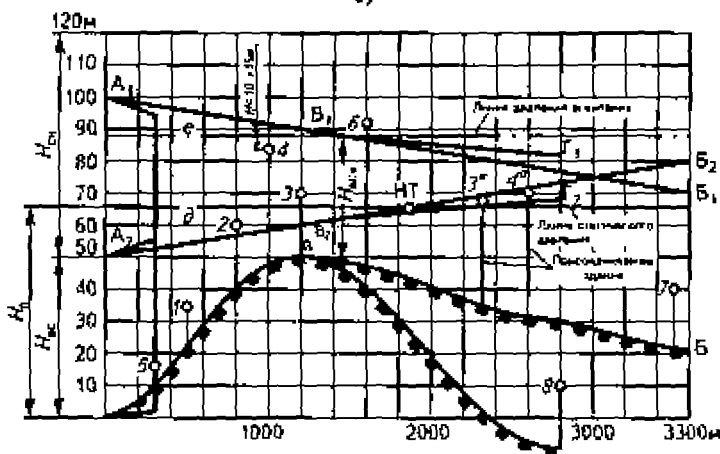
При проектировании и в эксплуатационной практике для учета взаимного влияния геодезического профиля района, высоты абонентских систем, действующих напоров в тепловой сети широко пользуются пьезометрическими графиками. По ним нетрудно определить напор (давление) и располагаемое давление в любой точке сети и в абонентской системе для динамического и статического состояния системы. Рассмотрим построение пьезометрического графика, при этом будем считать, что напор и давление, падение давления и потеря напора связаны следующими зависимостями: $H = p/\gamma$, м (Па/м); $\Delta H = \Delta p/\gamma$, м (Па/м); и $h = R/\gamma$ (Па), где H и ΔH – напор и потеря напора, м (Па/м); p и Δp – давление и падение давления, кгс/м² (Па); γ – массовая плотность теплоносителя, кг/м³; h и R – удельная потеря напора (безразмерная величина) и удельное падение давления, кгс/м²(Па/м).

При построении пьезометрического графика в динамическом режиме за начало координат принимают ось сетевых насосов; взяв эту точку за условный нуль, строят профиль местности по трассе

основной магистрали и по характерным отступлениям (отметки которых отличаются от отметок основной магистрали). На профиле в масштабе вычерчивают высоты присоединяемых зданий, затем, приняв предварительно напор на всасывающей стороне коллектора сетевых насосов $H_{\text{вс}} = 10-15$ м, наносится горизонталь A_2B_2 (рис. 10.10, а). От точки A_2 откладывают по оси абсцисс длины расчетных участков теплопроводов (с нарастающим итогом), а по оси ординат из конечных точек расчетных участков – потери напора $\Sigma \Delta H$ на этих участках. Соединив верхние точки этих отрезков, получим ломаную линию A_2B_2 , которая и будет пьезомет-



а)



б)

Рис. 10.10. Пьезометрический график

а – построение пьезометрического графика; б – пьезометрический график двухтрубной тепловой сети

рической линией обратной магистрали. Каждый вертикальный отрезок от условного уровня A_2B_1 до пьезометрической линии A_2B_2 обозначает собой потери напора в обратной магистрали от соответствующей точки до циркуляционной насосной на ТЭЦ. От точки B_2 в масштабе откладывается вверх необходимый располагаемый напор для абонента в конце магистрали $\Delta H_{аб}$, который принимается равным 15–20 м и более. Полученный отрезок B_1B_2 характеризует напор в конце подающей магистрали. От точки B_1 откладывается вверх потеря напора в подающем трубопроводе ΔH_n и проводится горизонтальная линия B_3A_1 .

От линии A_1B_3 вниз откладываются потери напора на участке подающей линии от источника теплоты до конца отдельных расчетных участков и строится аналогично предыдущему пьезометрическая линия A_1B_1 подающей магистрали.

При закрытых системах ЦТС и равных диаметрах труб подающей и обратной линией пьезометрическая линия A_1B_1 является зеркальным отображением линии A_2B_2 . От точки A_1 откладывается вверх потеря напора в бойлерной ТЭЦ или в контуре котельной ΔH_b (10–20 м). Давление в подающем коллекторе будет $H_{пр}$, в обратном — $H_{об}$, а напор сетевых насосов — $H_{с.н}$.

Важно отметить, что при непосредственном присоединении местных систем обратный трубопровод теплосети гидравлически связан с местной системой, при этом давление в обратном трубопроводе целиком передается местной системе и наоборот.

При первоначальном построении пьезометрического графика напор на всасывающем коллекторе сетевых насосов $H_{вс}$ был принят произвольно. Перемещение пьезометрического графика параллельно самому себе вверх или вниз позволяет принять любые давления на всасывающей стороне сетевых насосов и соответственно в местных системах.

При выборе положения пьезометрического графика необходимо исходить из следующих условий:

1. Давление (напор) в любой точке обратной магистрали не должно быть выше допустимого рабочего давления в местных системах, для новых систем отопления (с коннекторами) рабочее давление 0,1 МПа (10 м вод. ст.), для систем с чугунными радиаторами 0,5–0,6 МПа (50–60 м вод. ст.).

2. Давление в обратном трубопроводе должно обеспечить залив водой верхних линий и приборов местных систем отопления.

3. Давление в обратной магистрали по избежание образования вакуума не должно быть ниже 0,05–0,1 МПа (5–10 м вод. ст.).

4. Давление на всасывающей стороне сетевого насоса не должно быть ниже 0,05 МПа (5 м вод. ст.).

5. Давление в любой точке подающего трубопровода должно быть выше давления вскипания при максимальной (расчетной) температуре теплоносителя.

6. Располагаемый напор в конечной точке сети должен быть равен или больше расчетной потери напора на абонентском вводе при расчетном пропуске теплоносителя.

7. В летний период давление в подающей и обратной магистралях принимают больше статического давления в системе ГВС.

Статическое состояние системы ЦТ. При остановке сетевых насосов и прекращении циркуляции воды в системе ЦТ она переходит из динамического состояния в статическое. В этом случае давления в подающей и обратной линиях теплосети выравниваются, пьезометрические линии сливаются в одну — линию статического давления, и на графике она займет промежуточное положение, определяемое давлением подпиточного устройства источника СЦТ.

Давление подпиточного устройства устанавливается персоналом станции или по наивысшей точке трубопровода местной системы, непосредственно присоединенной к теплосети, или по давлению паров перегретой воды в высшей точке трубопровода. Так, например, при расчетной температуре теплоносителя $T_1 = 150\text{ }^{\circ}\text{C}$ давление в высшей точке трубопровода с перегретой водой установится равным 0,38 МПа (38 м вод. ст.), а при $T_1 = 130\text{ }^{\circ}\text{C}$ — 0,18 МПа (18 м вод. ст.).

Однако во всех случаях статическое давление в низкорасположенных абонентских системах не должно превышать допустимого рабочего давления 0,5–0,6 МПа (5–6 атм). При его превышении эти системы следует переводить на независимую схему присоединения. Понижение статического давления в тепловых сетях может быть осуществлено путем автоматического отключения от сети высоких зданий.

В аварийных случаях, при полной потере электроснабжения станции (остановка сетевых и подпиточных насосов), произойдет прекращение циркуляции и подпитки, при этом давления в обеих линиях теплосети выравниваются по линии статического давления, которое начнет медленно, постепенно понижаться в связи с утечкой сетевой воды через неплотности и охлаждения ее в трубопроводах. В этом случае возможно вскипание перегретой воды в трубопроводах с образованием паровых пробок. Возобновление циркуляции воды в таких случаях может привести к сильным гидравлическим ударам в трубопроводах с возможным повреждением арматуры, нагревательных приборов и др. Во избежание такого явления циркуляцию воды в системе ЦТ следует начать только

после восстановления путем подпитки теплосети давления в трубопроводах на уровне не ниже статического.

Для обеспечения надежной работы тепловых сетей и местных систем необходимо ограничить возможные колебания давления в тепловой сети допустимыми пределами. Для поддержания требуемого уровня давлений в тепловой сети и местных системах в одной точке тепловой сети (а при сложных условиях рельефа — в нескольких точках) искусственно сохраняют постоянное давление при всех режимах работы сети и при статике с помощью подпиточного устройства.

Точки, в которых давление поддерживается постоянным, называются **нейтральными точками системы**. Как правило, закрепление давления осуществляется на обратной линии. В этом случае нейтральная точка располагается в месте пересечения обратного пьезометра с линией статического давления (точка НТ на рис. 10.10, б), поддержание постоянного давления в нейтральной точке и восполнение утечки теплоносителя осуществляются подпиточными насосами ТЭЦ или РТС, КТС через автоматизированное подпиточное устройство. На линии подпитки устанавливаются автоматы-регуляторы, работающие по принципу регуляторов «после себя» и «до себя» (рис. 10.11).

Напоры сетевых насосов $H_{сн}$ принимаются равными сумме гидравлических потерь напора (при максимальном — расчетном расходе воды): в подающем и обратном трубопроводах тепловой сети, в системе абонента (включая вводы в здание), в бойлерной установке ТЭЦ, пиковых котлах ее или в котельной. На источниках теплоты должно быть не менее двух сетевых и двух подпиточных насосов, из которых — по одному резервному.

Величина подпитки закрытых систем теплоснабжения принимается равной 0,25 % объема воды в трубопроводах тепловых сетей и в абонентских системах, присоединенных к теплосети.

При схемах с непосредственным водоразбором величина подпитки принимается равной сумме расчетного расхода воды на ГВС и величины утечки в размере 0,25 % вместимости системы. Вме-

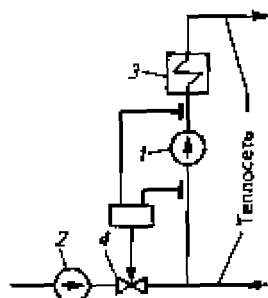


Рис. 10.11. Принципиальная схема автоматизации подпитки тепловой сети на теплоисточнике

1 — сетевой насос; 2 — подпиточный насос; 3 — подогреватель сетевой воды; 4 — клапан регулятора подпитки

стимость теплофикационных систем определяется по фактическим диаметрам и длинам трубопроводов или по укрупненным нормативам, $\text{м}^3/\text{МВт}$ [62]:

Разводящие и внутриквартальные тепловые сети городов (до вводов в здания)	10
Тепловые сети поселков	12
Тепловые сети промышленных предприятий	8
Системы отопления жилых и общественных зданий	25–33
Системы вентиляции общественных зданий	6,5
Отопление и вентиляция цехов	9

Сложившаяся по признаку собственности разобщенность в организации эксплуатации и управления системами теплоснабжения городов самым отрицательным образом сказывается как на техническом уровне их функционирования, так и на их экономической эффективности [59]. Выше отмечалось, что эксплуатацией каждой конкретной системы теплоснабжения занимается несколько организаций (полчас «дочерних» от основной). Однако специфика систем ЦТ, в первую очередь тепловых сетей, определяется жесткой связью технологических процессов их функционирования, единными гидравлическими и тепловыми режимами.

Гидравлический режим системы теплоснабжения, являющийся определяющим фактором функционирования системы, по своей природе крайне неустойчив, что делает системы теплоснабжения трудноуправляемыми по сравнению с другими городскими инженерными системами (электро-, газо-, водоснабжение).

Ни одно из звеньев систем ЦТ (источник теплоты, магистральные и распределительные сети, тепловые пункты) самостоятельно не может обеспечить требуемые технологические режимы функционирования системы в целом, а следовательно, и конечный результат — надежное и качественное теплоснабжение потребителей. Идеальной в этом смысле является организационная структура, при которой источник теплоснабжения и тепловые сети находятся в ведении одного предприятия-структуры.

10.15. Диагностирование технического состояния теплового оборудования. Определение мест утечек и повреждений

При эксплуатации, ремонте, новом строительстве часто приходится сталкиваться с проблемами поиска или уточнения трасс ранее проложенных коммуникаций — тепловых, водопроводных, газовых сетей, электрических, телефонных кабелей, а также люков, колодцев, мест утечек энергоносителей и др.

Решение их позволяет избежать повреждений действующих или резервных труб, кабелей, снизить затраты на раскопки, ускорить обнаружение и устранение аварий.

Для проведения таких работ в первую очередь используются личные органы чувств человека — зрение, слух, обоняние, осязание, обостренная внимательность и наблюдательность, затем простые, подчас примитивные средства и приборы, а также хорошо оснащенные, дорогостоящие передвижные лаборатории.

В числе доступных «народных» средств следует упомянуть приемы лозоходства, часто применяемые для определения местонахождения трасс электрических кабелей, тепловых сетей и других крупных конструкций. Для этого готовят простейшее приспособление в виде двух стальных электродов диаметром 4 мм, согнутых под углом 90° с плечами 8 и 20 см. Короткой стороной они вставляются в легко вращающиеся деревянные ручки.

Оператор, удерживая электроды в руках параллельно земле и друг к другу (рис. 10.12, а), перемещается с ними в направлении перпендикулярно предполагаемому размещению искомой трассы (кабеля, теплосети и др.). Над кабелем (трассой) электроды повернутся параллельно трассе (рис. 10.12, б).

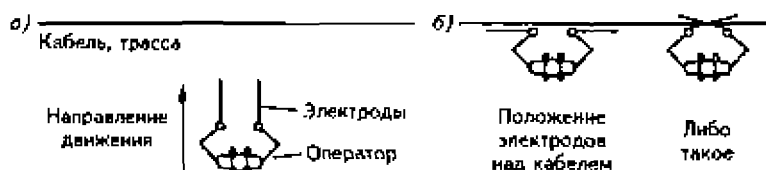


Рис. 10.12. Работа оператора с ручными электродами

Для грубого определения в зоне раскопок электрического кабеля можно использовать простой датчик-трассоискатель с наушником типа «Амплитуда» (диаметром 3 см, длиной 20 см), который соединяется с датчиком проводами.

Удерживая прибор в руках параллельно земле и перпендикулярно трассе, оператор энергично перемещает его вперед-назад в направлении трассы и прослушивает наушником сигналы датчика. В месте пересечения датчика и трассы слышно заметное изменение силы и частоты сигнала (максимальный сигнал — над трассой).

Более совершенными, точными и помехоустойчивыми являются приборы — трассоискатели. Возникающее вокруг проложенного в земле электрического кабеля, металлической трубы, провода электромагнитное поле, взаимодействуя с электромагнитным полем датчика (антенны) трассоискателя, передает на его приемник, наушники

оператора и стрелочный индикатор определенный сигнал, который усиливается по мере приближения к искомой трассе и ослабевает при удалении от него. Несмотря на некоторые отличия в конструкциях, мощностях и схемах приборов, принцип их работы примерно одинаков (рис. 10.13). Такие приборы могут работать в пассивном и активном режимах. Рассмотрим подробнее работу с ними.

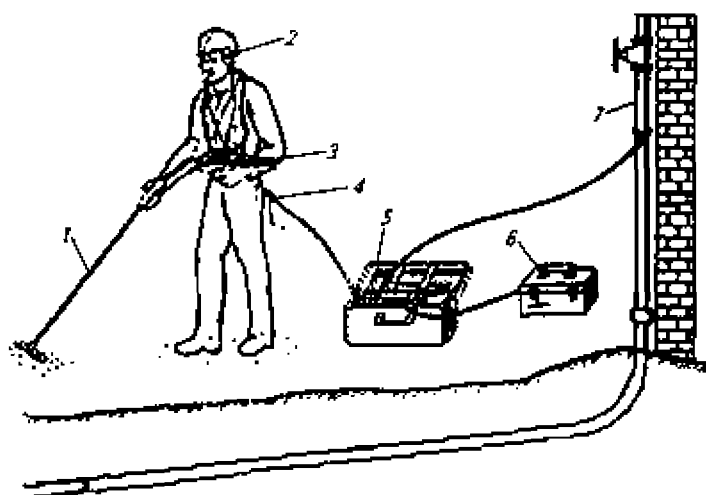


Рис. 10.13. Определение места утечки воды с помощью трассоискателя
1 – трассоискатель; 2 – наушники; 3 – измерительный прибор; 4 – заземлитель;
5 – генератор; 6 – аккумулятор; 7 – подаваемый трубопровод

В **пассивном режиме** сигнал о месте нахождения искомой трассы оператор получает, используя датчик, приемник с индикатором и наушники. Этот режим используется для работы с действующими электрическими кабелями, тепловыми сетями, многопарными телефонными сетями на частотах 50, 100 и 1000 Гц.

В сложных случаях: при большом количестве коммуникаций, лежащих близко друг к другу, при большой глубине прокладок, при поиске незадействованных или тонких электрических или телефонных кабелей, коммутационных линий, при необходимости идентификации какого-либо кабеля в пучке кабелей, поиска обрыва кабеля — необходимо использовать **активный режим поиска**. В этом случае к искомой трубе, оболочке или проводу действующего кабеля подключается генератор специальных сигналов (с частотой модуляции $\approx 1000 - 10\,000$ Гц) и с определенной периодичностью воспроизведения их. Мощность генератора может быть от 3 до 200 Вт и более. Чем выше мощность — тем дальше (до 5 км) и глубже будет слышен сигнал генератора.

Для поиска трубопроводов и кабелей меткого заложения (до 2 м) можно использовать бесконтактный метод передачи сигнала генератора в искомую трассу путем установки над ней рамки-антенны (круглой или прямоугольной формы), подсоединенной двумя проводами к генератору. Поиск в активном режиме ведется на частотах 8000—10 000 Гц (на этих частотах достигается максимально возможное подавление помех, дальность и точность нахождения).

Поиск трассы иногда затрудняется или становится невозможным из-за наличия в зоне поиска кабелей катодной защиты газопроводов, из-за воздействия высоковольтных воздушных ЛЭП, близости рельсов трамвая, железной дороги, при работе электро-сварочных аппаратов на тепловых сетях или вблизи них, а также при наличии сильных помех от крупных подземных сооружений типа метро, насосных станций и др.

Сигналы генератора легко наводятся и передаются на все пересекающие трассу металлические конструкции: трубы, кабели и даже заборы, что может увести неопытного оператора в сторону от искомой трассы.

В чугунных водопроводных трубах с резиновыми кольцами сигнал генератора не передается и трасса такого водопровода не слышна.

Газопроводы с катодной защитой лучше прослушивать в пассивном режиме на частоте 100 Гц, а высоковольтные кабели — на частоте 1000 Гц.

Поиск трассы и глубины ее заложения ведется следующим образом.

При пассивном режиме поиск коммуникаций и определение глубины залегания производятся без подключения генератора на частоте приемника 50 Гц. Удерживая датчик (антенну) за штангу параллельно земле на уровне 5—7 см от поверхности и перпендикулярно вероятному прохождению трассы, оператор с приемником на ремне и с наушниками энергично перемещается на участке обследования. Увеличение шума-сигнала в наушниках свидетельствует о приближении к искомой трассе. Определять местоположение коммуникации можно двумя методами: по минимуму и максимуму сигнала.

При поиске по максимуму звукового сигнала антенна располагается горизонтально и перпендикулярно от коммуникации, как показано на рис. 10.14.

Для определения оси коммуникации антенну плавно перемещают по горизонтали вправо и влево. С приближением антенны к искомой коммуникации сила звукового сигнала увеличивается. Кривая изменения уровня сигнала при прослушивании на макси-

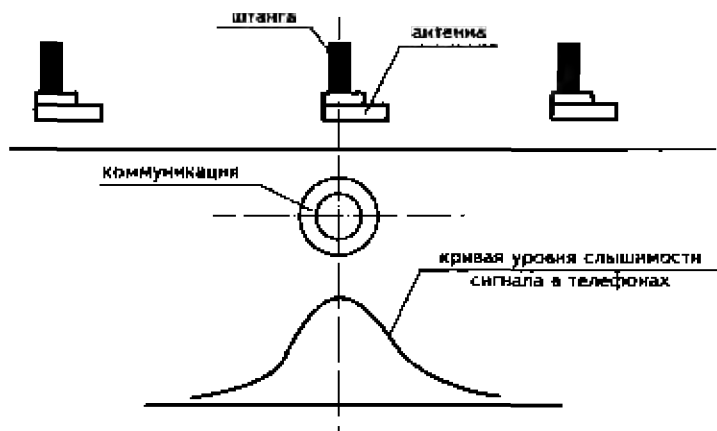


Рис. 10.14. Схема поиска коммуникации по максимуму звукового сигнала

мум изменяется плавно, поэтому ширина зоны слышимости сигнала достигает величины 2 м. Для определения направления трассы в месте, где прослушивается максимальный сигнал, антенну устанавливают в горизонтальной плоскости до получения минимума сигнала, тогда направление оси антенны будет указывать направление трассы.

Поиск по минимуму звукового сигнала применяют для уточнения оси коммуникации после того, как зона возможного положения ее определена по максимуму. При поиске по минимуму сигнала антенна располагается вертикально согласно рис. 10.15 и плавно перемещается параллельно поверхности земли. Положение коммуникации относительно кривой слышимости показано на рис. 10.15.

Радиус действия искателя при определении местоположения коммуникации зависит от проводимости материала, из которого выполнена коммуникация, характера соединения элементов коммуникации, водонасыщенности грунта, количества ответвлений коммуникации.

Определение глубины залегания подземных коммуникаций выполняют после установления точного положения ее оси. Для этого антенну располагают под углом 45° к поверхности земли, затем удаляют ее в направлении, перпендикулярном направлению коммуникации до первого минимума слышимости сигнала (рис. 10.16).

Расстояние от оси коммуникации до положения антенны, при котором слышимость сигнала минимальна, соответствует глубине залегания коммуникации. Определение глубины залегания коммуникации повторяют, перемещая антенну в другом направлении

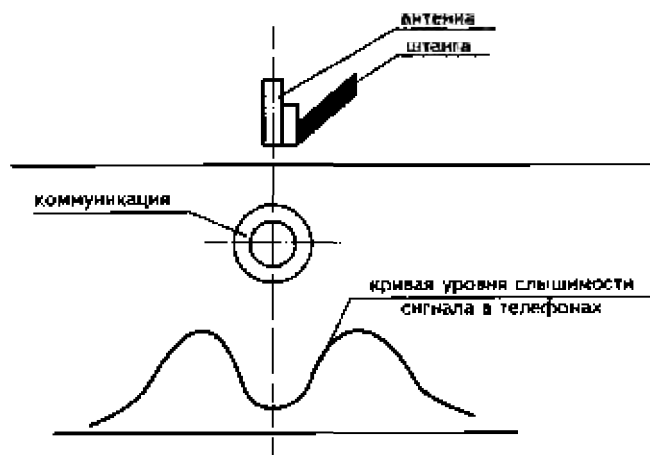


Рис. 10.15. Схема поиска коммуникации по минимуму звукового сигнала

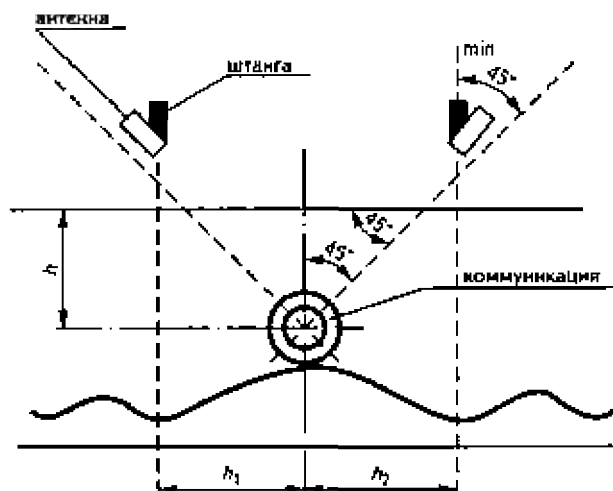


Рис. 10.16. Схема определения глубины заложения коммуникации

от оси коммуникации до первого минимума слышимости сигнала. Глубину залегания определяют по формуле:

$$H = 0,5 (h_1 + h_2), \text{ м.}$$

где h_1 – расстояние от оси коммуникации до левого минимума, м;
 h_2 – расстояние от оси коммуникации до правого минимума, м.

При разнице расстояний h_1 и h_2 более чем на 10 % измерения повторяют.

Активный режим работы искателя. Местом подключения генератора могут быть смотровые колодцы коммуникаций, гидранты и колонки. Включают его по схеме рис. 10.17. Коммуникация в месте установки магнита выходного шнура генератора должна быть очищена от ржавчины и грязи до металлического блеска и затем к ней подсоединяют выходной шнур. Штырь заземления забивают в грунт на расстоянии 5–10 м в направлении, перпендикулярном предполагаемому направлению коммуникации. Все операции по подключению к коммуникации проводятся при выключенном генераторе с соблюдением мер безопасности. В качестве заземлителя можно также использовать любой металлический предмет, имеющий надежный контакт с землей (металлические столбы, гидранты и т.п.).

После выполнения подсоединений включают генератор и ручкой «Согласование» добиваются согласования нагрузки и генератора по инструкции к прибору. При этом антенну располагают перпендикулярно к предполагаемому направлению коммуникации и включают приемник, переключатель рода работ устанавливают в положение «1000 Гц». В процессе поиска положение коммуни-

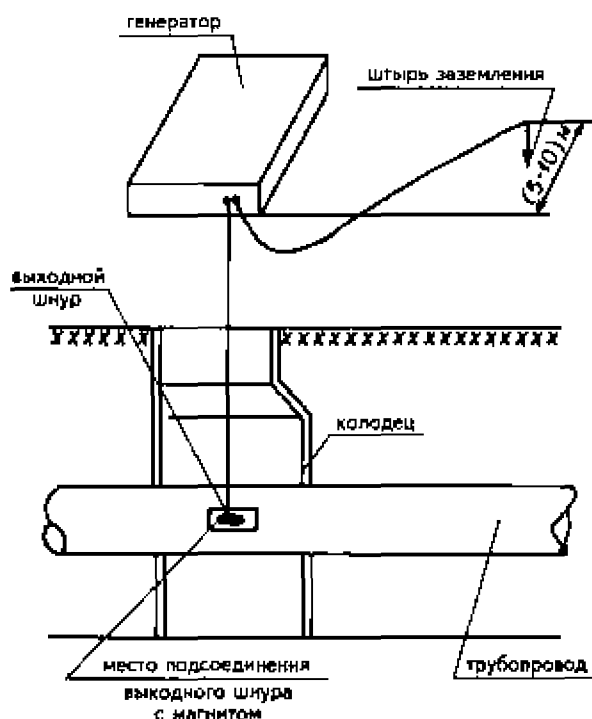


Рис. 10.17. Схема подключения генератора к коммуникации

кации определяется по кривым слышимости сигнала, как это показано на рис. 10.14 и 10.15.

Для определения трассы отключенного кабеля необходимо подключить генератор либо по схеме рис. 10.18, *а* (возвратный проводник — земля), либо по схеме рис. 10.18, *б* (возвратный путь — броня кабеля), либо по схеме рис. 10.18, *в*.

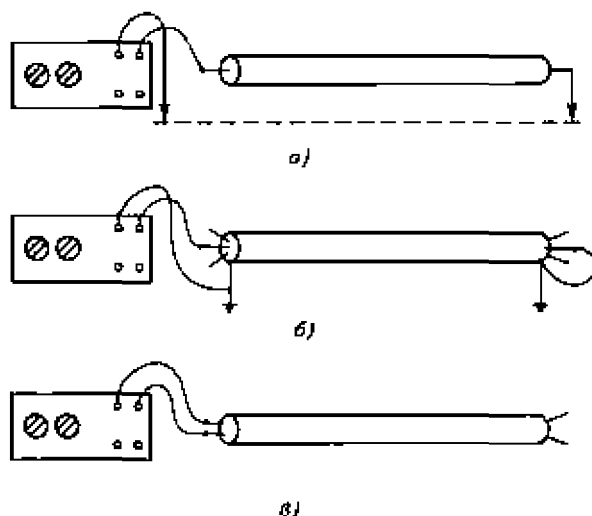


Рис. 10.18. Схемы подключения генератора при поиске отключенного кабеля

Бесконтактный поиск трасс с помощью индуктивной передающей рамки

Индуктивная передающая рамка для бесконтактного подключения к искомым трассам используется совместно с генераторами трубокабелеискателей.

Поиск трасс с помощью индуктивной передающей рамки возможен при неглубоком залегании трассы — до 2 м и при небольшой ее дальности до 200–300 м (при большей дальности трассы необходимо периодически переносить генератор с рамкой вдоль искомой трассы).

Для поиска индуктивная рамка подключается к выходным зажимам генератора прилагаемым двухпроводным соединительным кабелем. При этом, поскольку рамка обеспечивает согласование 100 Ом только на частоте 10 кГц, переключатель «Нагрузка» генератора должен быть установлен в положение, соответствующее выходному сопротивлению 100 Ом, селектор приемника должен быть включен на частоту 10 кГц.

Рамка при поиске устанавливается на местности таким образом, чтобы ее плоскость была перпендикулярна плоскости земли и одновременно параллельна искомой трассе.

Для обеспечения максимальной дальности и глубины поиска рамку располагают над осью трассы так, чтобы ее наибольший размер был направлен вдоль земли.

Отдельные трассоискатели при работе в активном режиме могут указывать глубину заложения на дисплее и позволяют определять конкретный кабель в пучке кабелей. Например, прибор «Абрис — 24 М» (ФЦЭ АКХ); прибор «Метротех FM-9800», Себа-Динаэроник; прибор «RD-Nov» фирмы Пергам.

При работе с более простыми приборами выбор кабеля и положения кабельных муфт производится следующим образом.

Идентификация кабеля. Выбор кабеля в связке кабелей производится при подключении генератора к двум жилам кабеля, которые отсоединены от снабжения и короткозамкнуты на дальнем конце. Приемник с датчиком перемещается вдоль кабеля. Через определенные интервалы регистрируются максимум и минимум сигнала. В местах, где кабель находится снаружи, антенна датчика должна быть обнесена вокруг кабеля. После 90°-ного изменения положения датчика наблюдается изменение сигнала от максимума до минимума.

Определение положения кабельных муфт. Генератор присоединяется к двум короткозамкнутым на дальнем конце жилам кабеля. Приемник с датчиком перемещаются вдоль предварительно определенной трассы. Антенна датчика может располагаться вертикально или горизонтально. Вдоль кабеля через определенные интервалы регистрируются максимум и минимум сигнала. Изменение интервала указывает на расположение муфты. Периодический характер сигнала появляется сразу после муфты (рис. 10.19).

Приемник и генератор трассоискателей поставляются в отдельных корпусах, питаются от аккумуляторов (или сменных батареек) на 6—12 В. Время работы приемника после заряда аккумулятора составляет порядка 36 ч, генератора на мощности 5 Вт — 15 ч, а на мощности 27 Вт — 5 ч. Время заряда аккумуляторов — до 18 ч.

Приемник и генератор оснащены ручками включения регулятора усиления мощности, стрелочными индикаторами сигнала заряда-разряда батарей, штеккерами для подключения телефонов, рамки или проводов потребителя, а также ручками или автоматом согласующего устройства (при изменении сопротивления в цепи генератора — потребитель) и переключателем частоты генератора или приемника.

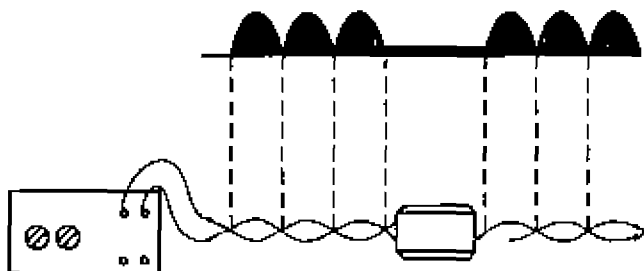


Рис. 10.19. Характер изменения сигналов датчика при поиске кабельных муфт

Приемник, генератор, рамка (прямоугольная или круглая), датчик со питающей и наушниками размещаются в наплечной сумке и легко переносятся оператором.

В московских предприятиях тепловых сетей и абонентских присоединений наибольшее распространение нашли следующие типы трассоискателей и рекомендуются к применению: «Абрис-12М»; «Успех АГ-12-208»; «Альтернатива АГ-201»; «Успех КБИ-206»; «Поиск -ТР»; «Амплитуда-СИ»; «Акустик-ТП»; «FERRLUX FL-10SET» фирмы Seba-Spektrum.

Поиск утечек теплоносителей. Начиная с 1994 г. в России прослеживается тенденция роста расхода воды на городское население с 235 л горячей и 100 л холодной воды в 1994 г. до 400/160 л в последние годы, тогда как в высокоразвитых странах расход воды составляет 120–200 л/сут. Причинами столь большой разницы в расходе воды в России и в других странах можно считать несовершенство водопотребляющих приборов и арматуры, отсутствие необходимых приборов учета, невысокую пока стоимость водопотребления и значительные (свыше 20 %) потери воды в системах водоснабжения (из-за утечек в сетях).

Потери воды из мест утечки. Ниже приводимая табл. 10.6 указывает на возникающие потери воды в местах утечки разных размеров при рабочем давлении в 5 ати. Размер потерь, указанных в таблице с рабочим давлением в 5 ати, уменьшается при рабочем давлении в 4 ати – на 89 %; в 3 ати – на 77 %; в 2 ати – на 63 %; в 1 ати – на 45 %.

При рабочем давлении в 6 ати они возрастают на 110 %; в 7 ати – на 118 %; в 8 ати – на 127 %; в 9 ати – на 134 %; в 10 ати – на 141 %.

Снижать потери воды при транспортировке ее к потребителю можно и необходимо за счет замены стальных труб сроком службы 7–10 лет на трубы с внутренним покрытием, трубы нержавеющей, низколегированные, трубы из пластмасс со сроком службы

**Количество вытекающей воды из отверстий
трубопроводов разных размеров**

Отверстие, мм ²	Литры		Кубические метры	
	За минуту	За час	За день	За месяц
0,5	0,33	20	0,48	14,4
1,0	0,97	58	1,39	41,6
1,5	1,89	110	2,64	79,0
2,0	3,16	190	4,56	136
2,5	8,15	490	11,75	351
3,5	11,3	680	16,3	490
4,0	14,8	890	27	640
4,5	18,2	1100	26,4	790
5,0	32,3	1340	32	960
5,5	26	1560	37,4	1120
6,0	30	1800	43,2	1300
6,5	34	2050	49,1	1478
7,0	39,3	2360	56,5	1700

30–50 лет, а также своевременно выявляя утечки на действующих сетях. Диагностика состояния труб и использование современных технологий выявления, поиска мест утечек, их устранение – позволяют снизить потери воды, ускорить устранение аварий, обеспечить и снизить нормативно-расчетные показатели водоснабжения жителей.

О методике поиска утечек. Возникающие в местах утечки воды создают акустические шумы, которые распространяются в трубопроводах, каналах и в земле в виде сферических волн-колебаний. Применяя соответствующие средства, можно при приборном прослушивании дефектных трубопроводов определять точное расположение мест утечки.

Возникновение шума утечки происходит от трения вытекающей воды о стенки труб и сопротивления струе окружающего трубопровода материала.

Более плотные грунты обеспечивают большую скорость распространения и радиус слышимости звука, меньше заглушаются сигналы высоких частот (более 1000 Гц).

Менее плотные грунты передают звук на меньшие расстояния и заглушают высокие частоты. Рыхлый грунт, мягкая поверхность (снег, трава) усиливают заглушающий эффект.

Поиск утечек может производиться несколькими способами. Наиболее простой – акустическое прослушивание поверхности

трасс, концов труб просто ухом человека или с использованием геомикрофона, и так называемый корреляционный метод (корреляция — совмещение).

Использование приборов акустического контроля (шумомеров) позволяет быстро прослушать подозрительные места на утечку трассы. Поиск повреждений следует начинать с уточнения района поиска, так как место утечки и слив воды от него могут раздвигаться сотнями и даже тысячами метров.

Парение камер, дренажей, проталины грунта и сухой асфальт зимой, сильные шумы на вводах труб в здания, камеры, падение давления на отдельных участках трасс — укажут район поиска. Поэтому необходима повышенная внимательность и обученность персонала, ведущего поиск.

Прослушивание трасс с помощью геомикрофонов необходимо проводить точно по оси канала с шагом 0,8—1 м между точками замера. Места установки их должны быть очищены от снега, льда и грунта. Работа должна проводиться при давлении в трубопроводе не менее 3,5—5 атм и более. Величина утечки должна составлять не менее 8—10 л/мин (0,5 м³/ч). Сильный ветер (более 5 м/с), посторонние шумы (от автомашин, пешеходов, строительных машин, вентиляторов и др.), атмосферные осадки не дадут возможности услышать шумы утечки, т.е. полезный сигнал прибора. Также не дадут результатов поиска наличие воды в канале, малая утечка, низкое давление в трубопроводе. Не следует прослушивать трассы в неустоявшемся режиме, по деревянным покрытиям. Углы поворота трасс, местные сужения, неподвижные опоры, обрушения каналов — могут дать ложный сигнал о наличии повреждения.

Внимательно нужно работать у стен зданий — наличие шума у стены может давать неподвижная опора или шум бытовых аппаратов из квартир. В зимнее время при наружных температурах —20...—30 °С вскипающая вода в каналах тепловых сетей может также давать ложные сигналы повреждений по всей трассе (или в отдельных водных линзах). Сильное парение трассы требует от оператора особой осторожности при проведении обследований — есть опасность провалиться в кипящую жижу или промоину и получить сильные ожоги тела.

Защиту от ветра при прослушивании можно обеспечить установкой переносного экрана (лист фанеры, палатка и др.), уменьшить шум от людей или машин можно путем перекрытия движения или прослушивать утечку ночью, давление в трубе можно поднимать, подключая дополнительные насосы или малошумящий компрессор, баллон со сжатым воздухом.

Перед прослушиванием залитого водой канала необходимо произвести ее откачку. Подачу воды в трубу при прослушивании необходимо проводить через полное сечение ее, так как при дыре в трубопроводе размером с кулак подпитка через кислородный шланг 12 мм ничего не даст — давление в трубе не поднимет.

Как правило, тепलोисковый комплект прибора состоит из датчика (геомикрофона) со штангой, усилителя сигналов на плечевом ремне и наушников, легко переносится одним оператором, позволяет с высокой точностью до 0,3 м при глубине до 5 м обнаруживать утечки. Прибор дает возможность работать в различных (до 10) диапазонах частот, с фильтрацией полезного сигнала и подавлением паразитных шумов. Приборы работают от аккумуляторов (батареек) длительное время без подзарядки. Наиболее употребительная частота поиска 250–300 Гц.

Часто тепलोисковые комплекты функционально совмещаются с трассоискателями. В этом случае вместе с геомикрофоном и усилителем в комплект добавляется генератор сигналов, датчик (антенна) приемника и рамка для бесконтактного поиска трасс.

Поиск мест повреждений в мягких грунтах (или под снегом) может проводиться с использованием специального штыревого датчика-микрофона или штыря со стальной площадкой.

Для прослушивания шумов утечки рекомендуются и используются следующие приборы-течеискатели: ТА-12М; АТГ-209; Поиск-Т4 (Россия); Hydroflux HL-400 Set, HL-4000 set фирмы Seba-Spektrum (Германия), а также совмещенные тече- и трассоискатели в комплекте ТА-12М+ Абрис-12 М, Поиск 1МК, Успех АТГ-209.

В условиях сильных шумов, больших глубин залегания коммуникаций, при залитой водой трассе **более эффективно использовать корреляционный метод поиска мест утечек.** Принцип работы прибора основан на корреляционном анализе акустических сигналов, принимаемых двумя датчиками в доступных для оператора точках трубопровода, и заключается в измерении разности времени прихода по трубе к датчикам шумов утечки и вычисления расстояния от датчиков до места повреждения.

Корреляционный течеискатель состоит из коррелятора, предназначенного для приема, фильтрации и преобразования электрических сигналов, и двух датчиков с магнитными держателями. Датчики устанавливаются на трубопровод по обе стороны от предполагаемого места утечки (например, в ЦТП, камере теплосети, месте раскопа и др.) подключаются к коррелятору с помощью кабелей связи (на двух катушках по 100–150 м) или с помощью радиоканала. После введения в коррелятор исходных данных — ма-

териала трубопровода, расстояния между датчиками — на экране дисплея выдается расстояние до места повреждения. Указанное коррелятором место повреждения рекомендуется прослушать акустическим теческательем для повышения вероятности обнаружения течи.

Из практики работы с прибором установлено — точность обнаружения течи в сложных условиях с помощью совмещенного акустического метода и коррелятора достигает порядка 75–90% случаев. Рекомендуется использовать для работы выпускаемые в настоящее время корреляционные теческатели «Коршун-9» (ФЦЭ АКХ), «Вектор 2001» (НПК Вектор); «Correlux-P1-Standard» (Seba-Spektrum).

В последнее время ряд фирм предлагают услуги и приборы для диагностики тепловых и других сетей на наличие и местоположение коррозионных дефектов труб, утонений стенок от внутренней и наружной коррозии, расчета остаточного ресурса службы, восстановления утерянной исполнительной документации, уточнения места расположения трассы и профили трубопровода, определения несанкционированных врезок в трубопровод, определения габаритов объекта, диагностики материала конструкции и сооружений и др. Предлагаемые технологии, как правило, не вмешиваются в основной технологический процесс объекта, т.е. не требуют его остановки или изменения.

Уточнению мест утечек на теплотрассах и расположения их в натуре может помочь использование инфракрасных приборов — тепловизоров, выполняемых как в стационарно-перевозном варианте, так и в виде легких ручных переносных приборов — пирометров (измерителей температуры). Первые стационарно установленные на самолете тепловизоры были опробованы в советское время для сканирования тепловых сетей Киева. Уже первые съемки дали обнадеживающие результаты и с помощью экспресс-диагностики помогли Киевской Теплосети существенно скорректировать графики перекачки ветхих тепловых сетей, обнаружить места скрытых подтоплений трубопроводов, места несанкционированных врезок, утерянные коммуникации.

Разработанные киевскими теплофиникаторами совместно со специалистами ФГУ НПП «Аэрогеофизики» методики легли в основу нового направления в диагностировании тепловых сетей с помощью воздушной аэротепловизионной съемки и успешно применены в ряде городов страны, в том числе Москве, Волгограде, Липецке, Тюмени, Сургуте, Королеве и др.

С учетом накопленного опыта была разработана программа тепловой инфракрасной съемки инженерных сетей городов — ТИКАС.

Важнейшее достоинство этой программы — высокая оперативность и производительность (но пока — дороговизна услуги). Так в 2003 г. по инициативе «Мосгоргеотреста» тепловая аэросъемка была включена в программу правительства Москвы и выполнена на площади 1300 км² с выдачей результатов всем заинтересованным потребителям.

ГУП «Мостеплоэнерго» с 1991 г. дважды в год заказывает специалистам «Аэрогеофизики» такие работы, что в совокупности с наземным акустическим методом диагностирования даст предприятию экономию порядка 20 млн. руб. за один цикл съемки благодаря совершенствованию технологий ремонта и эксплуатации.

Ручные переносные пирометры (рис. 10.20) работают в двух конструктивных вариантах: с контактным (погружным) зондом или с оптическим, или механическим целеуказателем. Приборы на расстоянии до 30 м позволяют измерить температуру поверхности объекта с точностью до 0,1–1 °С. Они рекомендуются для поиска утечек теплоносителя в дополнение к течеискателям, так как сравнительно высокая температура поверхности теплотрассы может быть вызвана парообразованием от залитых внешней водой труб, а вовсе не от наличия течи.



Рис. 10.20. Внешний вид пирометров

Бесконтактные пирометры очень хорошо себя зарекомендовали также при проведении тепловых наладок систем отопления и вентиляции, тепловых пунктов, обследования строительных конструкций в жилых и общественных зданиях, на промышленных предприятиях. Они выпускаются рядом фирм.

Тепловизоры промышленного назначения выпускаются фирмами ГУП НПП «Электрон-оптроник» (камера TVC – 200 ML); ЗАО «Матричные технологии» — прибор ЛИК-2; ООО «ТЕХНО-АС» и др.

Поиск заваленных, заасфальтированных крышек люков, других металлических предметов можно вести, используя вихретоковые металлоискатели, которые в зависимости от их сложности могут обнаруживать металл на глубине от 0,5 до 2 м.

Для этих целей можно рекомендовать металлоискатели типа ВМ-901, ЛЮК-101, Сармат 7240; металлодетектор типа Минск АН-7210.

Перспективным, но пока малоосвоенным направлением исследования подземных грунтов, сооружений и коммуникаций на больших глубинах является метод зондирования поверхности земли и расположенных ниже ее сооружений георадарами.

Во многих организациях теплоснабжения для целей диагностирования, поиска трасс и определения мест утечек теплоносителя создаются бригады специально обученных, практически подготовленных и хорошо оснащенных приборами специалистов-операторов. Затраты на это с лихвой окупаются высокой надежностью и сохранностью объектов энергетики и городского хозяйства.

10.16. Оперативно-диспетчерское управление системами теплоснабжения и объектами ЖКК

В современном сложном производственном процессе СЦТ необходимым эксплуатационным элементом — звеном, является организация круглосуточного оперативно-диспетчерского управления им (ОДУ). В соответствии с ПТЭ оно организуется в системах СЦТ с мощностью от 10 МВт (10 Гкал/ч) и выше, основными задачами которого являются: 1) ведение-управление требуемым режимом работы; 2) управление оборудованием, производство переключений, пусков и остановов; 3) предупреждение, локализация аварий и восстановление режима работы технологического оборудования; 4) подготовка к производству ремонтных работ.

Услуги по оперативно-диспетчерскому управлению в электроэнергетике — комплекс мер по централизованному управлению технологическими режимами работы технических устройств электростанций, электрических и тепловых сетей и энергопринимающего оборудования потребителей энергии с управляемой нагрузкой, осуществляемых в целях обеспечения надежного энергоснабжения и качества электрической и тепловой энергии, соответствующих техническим регламентам и иным обязательным требованиям.

ОДУ особенно необходимо, если оборудования систем ЦТ эксплуатируется различными организациями и между ними должны быть установлены согласованные действия диспетчерского управления, оформленные распорядительными документами и инструкциями.

ОДУ систем ЦТ многих городов и поселков строится по определенной иерархической схеме, с распределением функций и зон оперативного контроля и управления по принципу подчиненности нижестоящего уровня управления вышестоящему.

Тепловые сети небольших городов имеют одноступенчатую структуру диспетчерской службы, в крупных городах с разветвленной тепловой сетью и несколькими теплоисточниками — двухступенчатую схему: районные ОДУ и центральный диспетчерский пункт (ЦОДУ) (рис. 10.21). Последние по иерархической схеме замыкаются на региональные диспетчерские службы АО-энерго, которые в свою очередь входят в «Систему оперативно-диспетчерского управления в электроэнергетике».

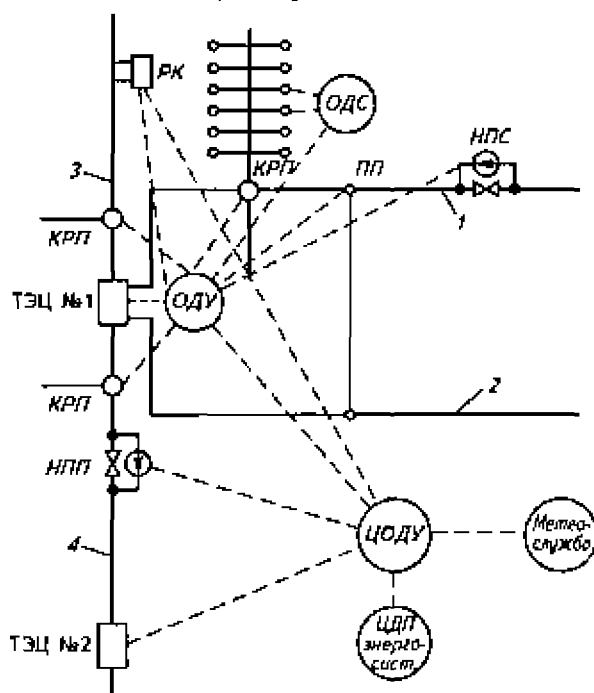


Рис. 10.21. Схема оперативно-диспетчерского управления крупной теплоснабжающей системой

1, 2, 3, 4 — номера магистралей; НПС — насосно-перекачивающая станция; НПП — насосно-подпиточный пункт; КРП — контрольно-распределительный пункт; ОДУ — оперативно-диспетчерское управление района; ЦОДУ — центральный оперативно-диспетчерский пункт управления; ЦОП энерго-сист — региональное объединенное диспетчерское управление АО-энерго; ОДС — объединенная диспетчерская служба ЖКХ

Главным субъектом оперативно-диспетчерского управления в стране является Системный оператор Единой энергетической системы России в лице Главного системного оператора и его заместителей, дежурящих посменно.

Системный оператор является открытым акционерным обществом, с высокой долей участия Правительства Российской Фе-

дерации в уставном капитале (изначально, в период реформирования электроэнергетики — 52 %, с доведением затем до 75 %). Системный оператор осуществляет единоличное управление технологическими режимами работы объектов электроэнергетики и уполномочен на выдачу оперативных диспетчерских команд и распоряжений, обязательных к исполнению для всех субъектов оперативно-диспетчерского управления, субъектов электроэнергетики и потребителей электрической энергии с управляемой нагрузкой [36].

При этом для каждого диспетчерского уровня устанавливаются две категории управления оборудованием и сооружениями — оперативное управление и оперативное ведение.

Установленная генерирующая мощность — мощность объектов по производству электрической и тепловой энергии на момент введения в эксплуатацию соответствующего генерирующего объекта.

В оперативном управлении диспетчера находятся оборудование, теплопроводы, устройства релейной защиты, аппаратура систем противоаварийной и режимной автоматики, средства диспетчерского и технологического управления, операции с которыми требуют координации действий оперативно-диспетчерского персонала и согласованных изменений на нескольких объектах разного оперативного подчинения. Операции с указанным оборудованием и устройствами производятся под руководством диспетчера (рис. 10.22).

Максимально доступная генерирующая мощность — часть установленной мощности объектов по производству электрической и тепловой энергии, за исключением мощности, не используемой для производства электрической и тепловой энергии по причине технической неисправности таких объектов.

В оперативном ведении диспетчера находятся: оборудование, теплопроводы, устройства релейной защиты, аппаратура систем противоаварийной и режимной автоматики, средства диспетчерского и технологического управления, оперативно-информационные комплексы, состояние и режим которых влияют на располагаемую мощность и резерв тепловых энергоустановок и системы теплоснабжения в целом, режим и надежность тепловых сетей, а также настройка противоаварийной автоматики. Операции с указанным оборудованием и устройствами производятся с разрешения диспетчера (рис. 10.22).

Перечни теплопроводов, оборудования и устройств, находящихся в оперативном управлении или оперативном ведении диспетчеров, составляются с учетом решений вышестоящего органа ОДУ и утверждаются руководством организации.

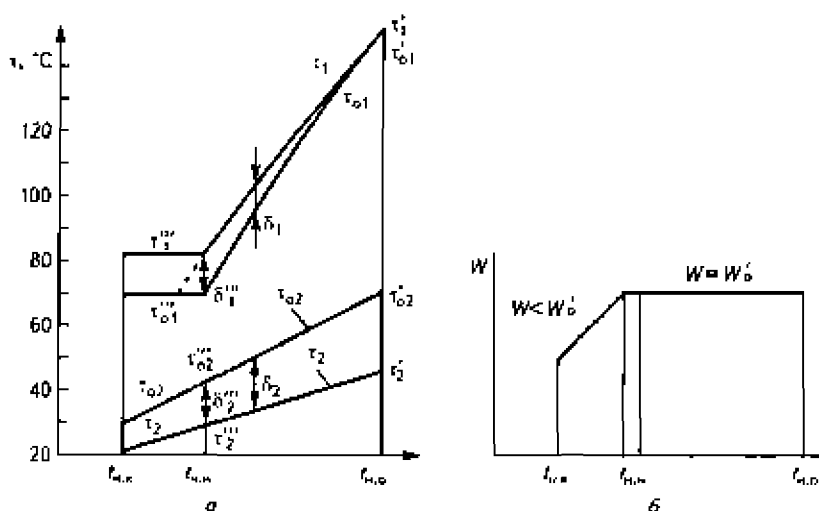


Рис. 10.22. Диспетчерские графики регулирования температур (а) и расхода сетевой воды (б) (при центральном качественном регулировании совмещенной нагрузки отопления и горячего водоснабжения при закрытой системе ЦТ)

Рабочая генерирующая мощность — часть максимально доступной мощности объектов по производству электрической и тепловой энергии, за исключением мощности объектов электроэнергетики, выведенных в установленном порядке в ремонт и из эксплуатации.

Взаимоотношения персонала различных уровней ОДУ регламентируются соответствующими типовыми положениями и местными инструкциями.

Управление осуществляется с диспетчерских пунктов и щитов управления, оборудованных средствами диспетчерского и технологического управления и системами контроля, а также укрупненных оперативными схемами (рис. 10.23). Комплексная схема учета, телемеханики и локальной сети показана на рис. 10.24.

В организациях СЦТ разрабатываются инструкции по ОДУ, ведению оперативных переговоров и записей, производству переключений и ликвидации аварийных режимов с учетом местных специфики и структурных особенностей энергоустановок, составляется и утверждается список лиц, имеющих право ведения оперативных переговоров с энергоснабжающими организациями.

Резервная мощность энергоустановки — разность между рабочей мощностью генерирующей энергоустановки и мощностью, генерируемой в установленный момент времени.

Рис. 10.23. Оперативная схема тепловых сетей г. Екатеринбург

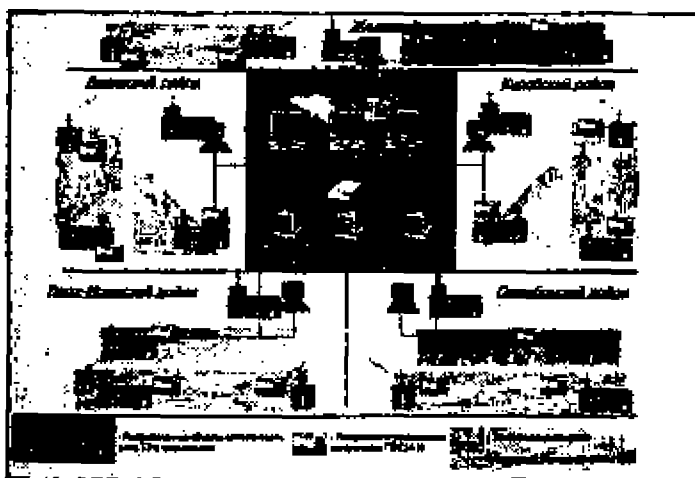


Рис. 10.24. Комплексная схема учета, телемеханики и локальной сети МП «Екатеринбургэнерго»

Все оперативные переговоры, оперативно-диспетчерская документация на всех уровнях ОДУ ведутся с применением единой общепринятой терминологии, диспетчерских наименований, типовых распоряжений, сообщений и записей.

Диспетчеризация в жилищно-коммунальном хозяйстве. В соподчиненном ОДУ положении находятся диспетчерские службы ЖКХ, создаваемые в соответствии с ПТЭжф двух типов. Для управления и контроля за техническим состоянием жилого фонда организуются: 1) объединенные диспетчерские службы (ОДС) или более крупные структуры; 2) районные диспетчерские службы (РДС) на несколько микрорайонов или группы жилых домов.

Диспетчерское управление тепловыми сетями с небольшими тепловыми нагрузками (менее 100 МВт) определяется структурой управления городских коммунальных служб и, как правило, является частью ОДС города или района.

Вновь строящиеся ОДУ разрабатывают с учетом перспективного развития тепловых сетей города и располагать их рекомендуется в помещениях ремонтно-эксплуатационной базы предприятия.

Для каждой ОДС устанавливается перечень объектов диспетчеризации и контролируемых параметров инженерного оборудования. Диспетчеры ведут в специальных журналах учет заявок на оперативное устранение неисправностей и повреждений инженерного оборудования в квартирах, стропильных конструкциях и

других элементах зданий, контролируют по срокам и качеству их выполнения.

Служба ОДС ведет круглосуточный непрерывный контроль за работой инженерного оборудования, регистрирует его работу в соответствующих журналах и немедленно устраняет мелкие неисправности и аварии; обо всех авариях или перерывах в работе систем тепло-, электро-, водоснабжения и канализации, работе лифтов срочно сообщает в аварийную службу организации по обслуживанию жилищного фонда, а также в специализированные организации, обслуживающие лифты, газовое оборудование, водопроводно-канализационное и др.

Для обеспечения рациональной работы в ОДС формируется комплект рабочей документации на все объекты, сети и сооружения, схемы всех отключающих и запорных узлов систем оборудования, планы подземных коммуникаций, комплекты ключей от всех рабочих, подвальных и чердачных помещений жилых домов и объектов обслуживания.

Для оперативного устранения крупных повреждений, отказов, аварий конструкций и инженерного оборудования жилых зданий, сетей и объектов в системе ЖKK создаются аварийно-ремонтные службы — АРС. Объектами их обслуживания являются жилые дома и общественные здания, расположенные на территории района (города), вне зависимости от форм собственности. Состав и оснащенность АРС комплектуются исходя из объема и технического состояния обслуживаемого жилищного фонда.

ПТЭжф устанавливают подробные функциональные обязанности и права АРС (также и в случаях угроз стихийных бедствий). Персонал АРС и материальная часть должны находиться в полной готовности, обеспечивающей немедленный выезд бригад к месту аварий в любое время суток.

Во многих областных центрах, крупных городах и промышленных площадках под руководством структур МЧС и местных администраций воссоздаются оперативные штабы и объединения противоаварийных сил и средств (регионального масштаба) для устранения крупных аварий, техногенных и природных катастроф, нередко возникающих в зимнее время.

Например, в январе 1972 г. в Москве для устранения продолжного разрыва трубопровода крупной транзитной магистрали от ТЭЦ-22 потребовалось объединение усилий двух аварийных служб — Теплосети Мосэнерго и УТЭХ Мосгорисполкома, двух монтажных организаций Главмосинжстроя, восстановление продолжалось в течение 10 суток; в феврале 1986 г. при сильном ветре и морозе (-35°C) в результате перегрузки и обрушения кровли

на Хабаровской ТЭЦ-2 возникла чрезвычайная ситуация полного аварийного останова станции. Только оперативное вмешательство руководства и штаба Хабаровского края спасло положение (счет времени шел на часы и минуты). Были объединены усилия аварийных служб Хабаровскэнерго, строительно-монтажных организаций Минвостокстроя, Минобороны и др., последующая замена кровли заняла 18 суток.

По сообщению «Строительной газеты» (№ 47 от 21.11.03) решением Правительства Российской Федерации восстановлено Центральное оперативное диспетчерское управление отрасли (ЦОДУ ЖКК) и вновь создана Главная государственная жилищная инспекция Российской Федерации.

Контрольные вопросы

1. Как изменилась структура управления коммунальной энергетикой в связи с развитием рыночной экономики в России?
2. Какие документы регулируют вопросы эксплуатации тепловых энергоустановок?
3. Как организуется учет энергоустановок предприятий ЖКХ?
4. Какие основные требования предъявляются к персоналу энергопредприятий и ЖКХ?
5. Как и для чего организуется комплексное опробование энергетического оборудования?
6. Что такое техническое обслуживание энергоустановок?
7. Какие виды ремонтов производятся в энергопредприятиях?
8. Какая документация ведется в энергопредприятиях?
9. Какими документами разрешается присоединение новых потребителей теплоты к тепловым сетям?
10. Как организуются испытания построенных и реконструируемых участков тепловых сетей?
11. Как осуществляется пуск водяных и паровых сетей?
12. Какие цели и задачи решаются в процессе текущей эксплуатации тепловых сетей?
13. С какой целью производятся шурфовки тепловых сетей?
14. Перечислите виды работ при эксплуатации тепловых пунктов.
15. Как выполняются испытания на прочность и плотность оборудования тепловых энергоустановок?
16. Перечислите виды работ при эксплуатации водяных и паровых систем отопления.
17. Перечислите виды работ при эксплуатации систем вентиляции.
18. Перечислите виды работ при эксплуатации систем ГВС.

19. Каковы особенности эксплуатации технологических энергоустановок?

20. Перечислите основные виды работ по подготовке систем ЦТ к работе в зимний период?

21. Как организуются пробные топки, какие основные документы подтверждают готовность тепловых энергоустановок и объектов ЖКХ к работе в зимних условиях?

22. Как изменяется температура жилых помещений в случае прекращения подачи теплоты и при отопе?

23. Как определяется надежность жилых зданий и микрорайонов?

24. Как оценивается надежность и готовность зданий к работе в условиях дефицита тепловых ресурсов?

25. Что такое аварийная и технологическая брони, как они определяются, кем устанавливаются и с кем согласовываются?

26. Какие графики используются в процессе планирования и управления процессами СЦТ?

27. Что такое температурный график отпуска теплоты, как он строится и какие характерные точки он имеет?

28. Назовите удельные расходы сетевой воды в теплосетях при различных Δt сетевой воды.

29. Что такое пьезометрический график, как он строится и для чего предназначен?

30. Перечислите методы регулирования теплового потребления и чем они отличаются друг от друга.

31. Какими методами пользуются при определении мест расположения инженерных коммуникаций?

32. Какие приборы применяются для поиска коммуникаций и глубины их залегания?

33. По какому признаку определяют место утечки теплоносителя в тепловых сетях?

34. Когда применяются и по какому принципу работают корреляционные течеискатели?

35. Какие приборы используются в процессе реализации программы ТИКАС?

36. Как и где организуется учет потребляемой тепловой энергии?

37. Какими документами регулируются взаимоотношения поставщика и потребителя тепловой энергии?

38. Какие производственные функции выполняют ОДУ?

39. Какие категории управления осуществляют диспетчеры ОДУ?

40. Как организуются диспетчерские службы ЖКХ?

41. Назовите функциональные обязанности АРС ЖКХ.

Таблица переводных коэффициентов различных видов энергии

Вид энергии	Обозначение	Единица измерения	Эквивалент перевода			
			в электро-энергию, кВт · ч	в тепловую, ккал	в механическую, л.с.ч	в единицы условного топлива, кг у.т.
Электрическая	Э	кВт · ч	1	860	1,36	0,123
Тепловая	Q	ккал	$1,163 \cdot 10^{-3}$	1	$1,58 \cdot 10^{-3}$	$143 \cdot 10^{-4}$
Механическая	L	л.с.ч	0,735	632,3	1	$90,4 \cdot 10^{-3}$
Единицы условного топлива	B	кг	8,141	7000	11,06	1

т — тера 10^{12}

Г — гига 10^9

м — мега 10^6

к — кило 10^3

г — гекто 10^2

да — дека 10^1

Примеры:

1 гкал = 10^9

1 МВт = 10^6

кал = 10^6 ккал;

Вт = 10^3 кВт.

Соотношения

1 гкал — 4,187 гДж 1 Дж — 0,239 кал

1 гкал — 1,16 МВт 1 МВт — 0,86 гкал/ч

1 ат — 0,1 МПа

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Андолимов Е.М. Реконструкция водяных тепловых сетей. — М.: Стройиздат, 1990.
2. Алексеев Г.Н. Общая теплотехника: Учебное пособие для вузов. — М.: Высшая школа, 1980.
3. Бобров Ю.Л., Овчаренко Е.Г., Шойхет Б.М. и др. Теплоизоляционные материалы и конструкции: Учебник для техникумов. — М.: ИНФРА-М, 2003.
4. Богословский В.Н. Строительная теплофизика: Учебник для вузов. — 2-е изд. — М.: Высшая школа, 1982.
5. Богуславский Л.Д., Ливчак В.И., Титов В.П. и др. Энергосбережение в системах теплоснабжения, вентиляции и кондиционирования воздуха: Справочное пособие. — М.: Стройиздат, 1990.
6. Братенков В.Н., Хаванов П.А., Вэскер Л.Я. Теплоснабжение малых населенных пунктов. — М.: Стройиздат, 1988.
7. Варнавский Б.П., Колесников А.И., Федоров М.Н. Энергоаудит промышленных и коммунальных предприятий: Учебное пособие. — 2-е изд. — М.: Издано ассоциацией энергоменеджеров, 1999.
8. Варфоломеева А.П. Надежность систем водяного отопления: Учебное пособие. — М.: ЦМИПКС, 1988.
9. Варфоломеев Ю.М. и др. Теплофикация Москвы. — М.: Энергия, 1980.
10. Витальев В.П. и др. Эксплуатация тепловых пунктов систем теплоснабжения. — М.: Стройиздат, 1985.
11. Громов Н.К. Городские теплофикационные системы. — М.: Энергия, 1974.
12. Громов Н.К. Абонентские устройства водяных тепловых сетей. — М.: Энергия, 1979.
13. Грудзинский М.М., Ливчак В.И., Поз М.Я. Отопительно-вентиляционные системы повышенной этажности. — М.: Стройиздат, 1982.
14. Егиазаров А.Г. Отопление и вентиляция зданий и сооружений сельскохозяйственных комплексов. — М.: Стройиздат, 1981.
15. Зингер Н.М., Бестолченко В.Г., Жидков А.А. Повышение эффективности работы тепловых пунктов. — М.: Стройиздат, 1990.
16. Ибрагимов М.Х. и др. Тепловое оборудование и тепловые сети: Учебник для вузов. — М.: Энергоатомиздат, 1988.
17. Инженерное оборудование зданий и сооружений: Энциклопедия. — М.: Стройиздат, 1994.

18. Инструкция по эксплуатации тепловых сетей. — М.: Энергия, 1972.

19. Ионин А.А., Хлыбов Б.М., Братенков В.Н. и др. Теплоснабжение: Учебник для вузов. — М.: Стройиздат, 1982.

20. Ионин А.А. Надежность систем тепловых сетей. — М.: Стройиздат, 1989.

21. Каменев П.Н., Сканава А.Н., Богословский В.Н. и др. Отопление и вентиляция: Учебник для вузов в 2-х частях. Ч. 1. Отопление. — 3-е изд. — М.: Стройиздат, 1975.

22. Калмаков А.А., Кувшинов Ю.Я., Романова С.С. и др. Автоматика и автоматизация систем теплогазоснабжения и вентиляции: Учебник для вузов. — М.: Стройиздат, 1986.

23. Кокорин О.Я. Энергосберегающие технологии функционирования систем вентиляции, отопления, кондиционирования воздуха (систем ВОК). — М.: Проспект, 1999.

24. Колесников А.Н., Федоров М.Н., Варфоломеев Ю.М. Энергосбережение в промышленных и коммунальных предприятиях: Учебник для техникумов. — М.: ИНФРА-М, 2004.

25. Кононович Ю.В. Тепловой режим зданий массовой застройки. — М.: Стройиздат, 1986.

26. Константинова В.Е. Надежность систем центрального водяного отопления в зданиях повышенной этажности. — М.: Стройиздат, 1976.

27. Копьев С.Ф. Теплоснабжение: Учебник для вузов. — М.: Государственное издательство литературы по строительству и архитектуре, 1953.

28. Козин В.Е. и др. Теплоснабжение: Учебное пособие для вузов. — М.: Высш. школа, 1980.

29. Кострикин Ю.М., Мешерский Н.А., Коровина О.В. Водоподготовка и водный режим энергообъектов низкого и среднего давления: Справочник. — М.: Энергоатомиздат, 1990.

30. Лебедев В.И., Пермьяков Б.А., Хаванов П.А. Расчет и проектирование теплогенерирующих установок систем теплоснабжения: Учебное пособие для вузов. — М.: Стройиздат, 1992.

31. Ливчак И.Ф. Квартирное отопление. — 2-е изд. — М.: Стройиздат, 1982.

32. Мачкаши А., Банхиди Л. Лучистое отопление (пер. с венгерского). — М.: Стройиздат, 1985.

33. Минин В.Е., Аверьянов В.К. и др. Эффективные системы отопления зданий. — Л.: Стройиздат, 1988.

34. Нанасов П.С., Варежкин В.А. Управление проектно-сметным процессом: Учебник для среднего профессионального образования. — М.: Мастерство, 2002.

35. Новые кожухотрубные подогреватели для котельных, промышленных энергоустановок и тепловых сетей. — Санкт-Петербург: ОАО «НПО ЦКТИ», 2003.

36. Об электроэнергетике: Сборник документов. — Санкт-Петербург: ДЕАН, 2003.

37. Павлов И.И., Федоров М.Н. Котельные установки и тепловые сети: Учебник для техникумов. — М.: Стройиздат, 1977.

38. Правила технической эксплуатации электрических станций и сетей Российской Федерации. 16-е изд. — Санкт-Петербург: ДЕАН, 2003.

39. Правила технической эксплуатации тепловых энергоустановок. — М.: Энергосервис, 2003.

40. Правила и нормы технической эксплуатации жилищного фонда//Строительная газета. № 43 от 24.10.2003, приложение.

41. Правила технической эксплуатации коммунальных отопительных котельных. — Санкт-Петербург: ДЕАН, 2001.

42. Сканиви А.Н. Отопление: Учебник для техникумов. — 2-е изд. — М.: Стройиздат, 1988.

43. Соколов Е.Я. Теплофикация и тепловые сети: Учебник для вузов. — М.: Издательство МЭИ, 1999.

44. Справочник проектировщика. Внутренние санитарно-технические устройства. В трех частях. Часть 1. Отопление. Часть 2. Водопровод и канализация/Под ред. И. Г. Старовойтова и Ю.И. Шиллера. 4-е изд. — М.: Стройиздат, 1990.

45. СНиП 10-01-2003. Система нормативных документов в строительстве. — М.: ФГУП ЦПП, 2004.

46. СНиП 41-01-2003. Отопление, вентиляция и кондиционирование. — М.: ФГУП ЦПП, 2004.

47. СНиП 23-02-2003. Тепловая защита зданий. — М.: ФГУП ЦПП, 2004.

48. СНиП 41-02-2003. Тепловые сети. — М.: ФГУП ЦПП, 2004.

49. СНиП 23-01-99*. Строительная климатология (с изменением №1). — М.: ГУП ЦПП, 2003.

50. МГСН 2.01-99. Энергосбережение в зданиях. Нормативы по теплозащите и тепловодоснабжению. — М.: Правительство Москвы, 1999.

51. ТСН НТП-99 МО. Нормы теплотехнического проектирования гражданских зданий с учетом энергосбережения. — М.: Администрация Московской области, 2001.

52. ГОСТ 30494-96. Здания жилые и общественные. Параметры микроклимата в помещениях. — М.: ГУП ЦПП, 1996.

53. ГОСТ 21.602–2003. Правила выполнения рабочей документации отопления, вентиляции и кондиционирования. – М.: ГУП ЦПП, 2003

54. МДК 4-02.2001. Типовая инструкция по технической эксплуатации тепловых сетей систем коммунального теплоснабжения.

55. МДК 4-03.2001. Методика определения нормативных значений показателей функционирования водяных тепловых сетей систем коммунального теплоснабжения

56. Руководство по применению труб с индустриальной изоляцией из ППУ производства ЗАО «МосФлоулайн». – М.: МосФлоулайн, 2002.

57. Туркин В.П., Туркин П.В., Тыщенко Ю.Д. Автоматическое управление отоплением жилых зданий. – М.: Стройиздат, 1987.

58. Федоров М.Н., Павлов Н.Н. Эксплуатация, диагностика, ремонт и реконструкция систем теплоснабжения. Учебное пособие для вузов. – М.: МИКХИС, 2000

59. Хиж Э.Б., Скольник Г.М. О концепции развития систем коммунального теплоснабжения//ЖКХ: журнал руководителя и главного бухгалтера. – 2003. – № 5. – С. 8, № 6 – С. 18, № 7. – С. 12

60. Чистович С.А., Аверьянов В.К., Темпель Ю.Л. Автоматизированные системы теплоснабжения и отопления. – Л.: Стройиздат, 1987.

61. Шумов В.В. Компенсаторы для трубопроводов тепловых сетей. – Л.: Энергоатомиздат, 1990.

62. Щекин Р.В. и др. Справочник по теплоснабжению и вентиляции в гражданском строительстве. 2-е изд. – Киев: Государств. издательство по строительству и архитектуре УССР, 1962.

63. СП41-101-95. Проектирование тепловых пунктов.

64. СП41-102-98. Проектирование и монтаж трубопроводов систем отопления с использованием металлополимерных труб

65. СП40-103-98. Проектирование и монтаж трубопроводов систем холодного и горячего внутреннего водоснабжения с использованием металлополимерных труб.

66. РД10-249-98. Правила устройства и безопасной эксплуатации трубопроводов пара и горячей воды

67. РД10-400-01. Нормы расчета на прочность трубопроводов тепловых сетей.